

**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Univerzální přípravek pro měření torzně
namáhaných válcových pružin**

**Universal tool for measuring of cylindrical
springs loaded by torsion**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Bc. Michal CHROUST

Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. František Lopot, Ph.D.
Odborný konzultant:	Ing. Daniel Snížek, Ing. Luboš Grach

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Chroust** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **439002**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Univerzální přípravek pro měření torzně namáhaných válcových pružin

Název diplomové práce anglicky:

Universal tool for measuring of cylindrical springs loaded by torsion

Pokyny pro vypracování:

- Představení dané problematiky
- Rozbor sledované problematiky
- proces výroby vinutých pružin
- metodika měření torzní tuhosti vinutých pružin
- využití vinutých pružin v naplněcích řemene
- Rozbor výrobního postupu vinutých pružin v Mubea spol. s r.o.
- Specifikace požadavků na zařízení
- Návrh zařízení pro testování torzní tuhosti vinutých pružin
- Prezentace prototypu
- Technicko-ekonomické zhodnocení zařízení

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


Ing. František Lopot, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **08.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **20.12.2019**


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

30.4.2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Univerzální přípravek pro měření torzně namáhaných válcových pružin“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 07. 06. 2019

Bc. Michal Chroust

Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za odborné vedení mé diplomové práce a udělení cenných rad pro její vypracování. Dále bych rád poděkoval konzultantům z řad zaměstnanců společnost Mubea spol. s r.o., pánům Ing. Danielu Snížkovi a Ing. Luboši Grachovi.

Anotační list

Jméno autora:	<i>Bc. Michal Chroust</i>
Název DP:	Univerzální přípravek pro měření torzně namáhaných válcových pružin
Anglický název:	Universal tool for measuring of cylindrical springs loaded by torsion
Rok:	2019
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí DP:	<i>Ing. František Lopot, Ph.D.</i>
Konzultanti:	<i>Ing. Daniel Snížek, Ing. Luboš Grach</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 87 počet obrázků 55 počet tabulek 4
Klíčová slova:	automatický systém napínání řemene, napínák řemene, torzní pružina, torzní tuhost
Keywords:	belt tensioner systems, belt tensioner, torsion spring, torsional stiffness
Anotace:	Tato práce pojednává o problematice měření torzní tuhosti vinutých pružin. Obsahuje seznámení s pružinami, jejich typy, procesem jejich výroby a přehled třecích řemenových převodů se zaměřením na jejich napínání. Dále byl proveden stručný popis současného stavu výroby vinutých pružin v Mubea spol. s r.o. Z toho bylo vycházeno pro návrh univerzálního přípravku pro měření torzní tuhosti válcových pružin.
Abstract:	This thesis deals with issues of cylindrical springs torsional stiffness measuring. It contains introduction to problematics of springs, their types, manufacturing process of springs and overview of friction belt drives focusing on its tensioning. Then a brief description of current conditions of coil spring manufacturing in the company Mubea spol. s r.o. Devised using that analysis, design solution for universal tool for measuring of cylindrical springs loaded by torsion was proposed.

Obsah

1	Úvod	1
2	Cíle práce	2
3	Představení společnosti	3
4	Pružiny.....	4
4.1	Rozdělení pružin.....	4
4.2	Vinuté pružiny	6
4.2.1	Proces výroby vinutých pružin	7
4.3	Šroubové válcové zkrutné pružiny	11
4.3.1	Základní vzorce pro výpočet zkrutných vinutých pružin	12
5	Metodika měření torzní tuhosti vinutých pružin	15
6	Využití šroubových válcových zkrutných pružin v napínacích řemene.....	16
6.1	Řemenový třecí převod	16
6.1.1	Geometrické poměry	17
6.1.2	Kinematické poměry	18
6.1.3	Silové poměry	19
6.1.4	Řemeny	23
6.2	Napínání řemene.....	25
6.2.1	Napínák řemene.....	27
7	Popis současného stavu výroby vinutých pružin v Mubea spol. s r.o.....	35
7.1	Materiál	35
7.2	Stroje.....	35
7.3	Zpracování pružin.....	36
7.4	Měření tuhosti v původních přípravcích	38
8	Konstrukční návrhy	40
8.1	Rozbor parametrů testovaných pružin.....	40
8.2	Konstrukční návrh A	41
8.3	Konstrukční návrh B	42
8.4	Konstrukční návrh C	43
8.5	Konstrukční návrh D	44
9	Rozpracování zvoleného konstrukčního návrhu	45
9.1	Tvar spodní drážky	46
9.2	Tvar horní drážky.....	46
9.3	Upínací trny	53
9.4	Axiální podpory pružin	54

9.5	Doraz	54
9.6	Rukojeť	55
9.7	Fixace desek proti pootočení	55
10	Návrhové a kontrolní výpočty	56
10.1	Kombinované namáhání trnu.....	56
10.2	Kontaktní tlaky ve spodní drážce	62
10.3	Svěrný spoj	64
10.4	Tření desek o sebe – upínky.....	66
10.5	Polygonový spoj	70
10.6	Připojovací šrouby.....	72
11	Prezentace prototypu.....	75
12	Technicko-ekonomické zhodnocení zařízení.....	76
13	Závěr	77
14	Seznam použité literatury	78
15	Seznam obrázků.....	81
16	Seznam tabulek	82
17	Seznam zkratk a symbolů	83

1 Úvod

Pro správnou funkci řemenového třecího převodu je nutné zajistit správné předpětí řemenu. O to se v dnešní době u řemenového převodu agregátů spalovacího motoru automobilu stará automatický systém napínání řemenu neboli napínák řemenu. Nejdůležitější součástí napínáku je pružina, nejčastěji vinutá, zatěžovaná torzně. Výhodou těchto automatických systémů je udržování téměř konstantního napnutí řemene, což má za následek lepší účinnost, nižší spotřebu paliva, nižší emise a menší opotřebování řemenu, ložisek a hřídelí. Správné fungování napínáku je podmíněno mimo jiné správnou volbou parametrů pružiny a také odpovídajícího výrobního postupu. Pro ověření dosažení požadovaných parametrů je vhodné po dokončení pružiny její vlastnosti měřit.

Právě touto problematikou se zabývá předkládaná diplomová práce, která vznikla na základě zadání společnosti Mubea s. r. o.. Mubea je nadnárodní výrobce řemenových napínáků a dalších komponentů pro automobilový průmysl. Továrna v Žebráku je zaměřena na výrobu napínáků a disponuje vlastním vývojovým a testovacím zázemím. V návaznosti na rozšiřující se sortiment výroby a růst jejího objemu vznikla potřeba po univerzálním přípravku pro testování parametrů používaných vinutých pružin.

2 Cíle práce

Hlavním cílem práce je navrhnout přípravek pro měření torzní tuhosti pružin, který bude využitelný pro měření torzní tuhosti co nejširšího spektra vinutých válcových pružin vyráběných společnostmi Mubea spol. s r.o. a využívaných pro napínáky řemenu.

Tohoto cíle bude dosaženo splněním několika dílčích úkolů:

- 1) Shromáždění teoretických východisek
- 2) Rešerše související problematiky
- 3) Studium testovacích postupů zadavatele
- 4) Shromáždění požadavků zadavatele
- 5) Vypracování konstrukčních variant a jejich prezentace zadavateli
- 6) Rozpracování vybrané varianty

S ohledem na přehlednost práce jsou níže uvedeny některé výstupy dílčího úkolu uvedeného pod č. 4:

Pružina má být do přípravku upnuta, axiálně podepřena a jeden její konec zafixován proti otáčení. Následně je pružina předepnuta tlakem a zkrucována. Je měřen úhel zkroucení a moment potřebný na toto zkroucení.

Požadavky od zadavatele:

- Upínání pružin za vnitřní průměr
- Upínání pružin třibodově
- Robustnost zařízení
- Jednoduchost na obsluhu
- Bez výměnných dílů
- Rychlost nastavení
- Využití pro tlakem předepínané, rozvíjené pružiny

3 Představení společnosti

Společnost Mubea spol. s r.o. je rodinná německá firma založená v roce 1916 v Attendornu v Německu. Zabývá se vývojem a výrobou komponentů pro automotive. Zákazníky společnosti jsou všichni významní výrobci automobilů na světě, z těch nejvýznamnějších například: Alfa Romeo, Aston Martin, Audi, Bentley, BMW, Citroën, Fiat, Ford, General Motors, Honda, Iveco, Jaguar, Lamborghini, Land Rover, Mazda, Nissan, Opel, Peugeot, Porsche, Renault, Škoda, Toyota, Volvo, Volkswagen a mnoho dalších. V současné době je ve společnosti zaměstnáno přibližně 13 000 zaměstnanců ve 39 výrobních a vývojových místech. V České Republice jsou 3 výrobní závody a to v Žebráku, Prostějově a Dolních Kralovicích. Dohromady je zde okolo 3300 zaměstnanců, což tvoří poměrně velkou část z celkového počtu zaměstnanců společnosti. [1] [2]

Hlavní výrobní program společnosti je rozdělen do několika skupin:

- Díly motoru – ventilové pružiny, vačkové hřídele, napínáky řemenů...
- Podvozkové díly – nápravové pružiny, stabilizátory...
- Součásti pohonu – talířové pružiny, spojovací hřídele, hnací hřídele
- Interiér – držáky hlavových opěrek, komponenty automobilových sedaček
- Carbo Tech – kompozitové komponenty. [3]

Tato diplomová práce se zabývá pružinami pro systémy napínání řemenu. Tyto systémy jsou vyráběny v Žebráku, Taicangu (Čína) a v Ramosu (Mexiko). Společnost Mubea vyrobí ročně cca 11 miliónů napínáků a je v této oblasti evropským lídrem. Na obrázku číslo 1 je logo společnosti.



obr. 1: Logo společnosti (převzato z [2])

4 Pružiny

Pružina je konstrukční součást, která je mnohem deformovatelnější než konstrukční součásti jiné. Této deformovatelnosti je dosaženo buď použitím poddajného materiálu, nebo vytvarováním jinak ne velmi poddajného materiálu. Pružiny se velmi často používají jako absorbéry energie pro vratná zařízení. [4]

Důležitou charakteristikou pružiny je její tuhost, což je fyzikální veličina, která udává sílu potřebnou pro jednotkovou změnu její délky nebo moment potřebný pro jednotkové natočení. [5]

4.1 Rozdělení pružin

Pružiny lze rozdělit dle několika kritérií. Nejčastěji lze v literatuře nalézt dělení dle materiálu pružiny, dle druhu namáhání, dle tvaru, dle charakteristiky a dle ztrát v pružině.

Rozdělení dle materiálu:

- Kovové
 - ocelové
 - neželezné
- Nekovové
 - pryžové
 - plastové
- Zvláštní
 - pneumatické
 - hydraulické
 - speciální

Rozdělení dle charakteru vnějšího namáhání:

- tažné
- tlačné
- zkrutné
- ohýbané
- namáhané smykem
- namáhané kombinovaně

Rozdělení dle konstrukce:

- vinuté
- listové
- vlnité
- tvarové
- spirálové
- talířové
- kroužkové...

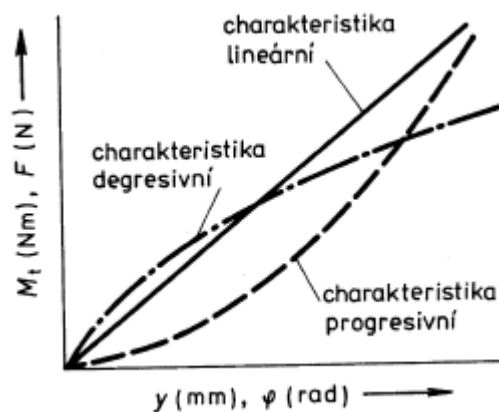
Rozdělení dle charakteristik:

- lineární
- nelineární
 - progresivní
 - degresivní

Rozdělení dle ztrát v pružině

- s hysterezí
- bez hystereze [4] [6]

Na obrázku číslo 2 jsou znázorněny typické charakteristiky pružin.



obr. 2: Typické charakteristiky pružin (převzato z [4])

4.2 Vinuté pružiny

Vinuté pružiny jsou nejběžnějším typem pružin. Jsou vyráběny šroubovitým navinutím profilu (nejčastěji kruhového průřezu) na válec nebo kužel. Na obrázku číslo 3 je příklad vinuté pružiny. [6]



obr. 3: Pružina podvozku Dodge Magnum (převzato z [7])

4.2.1 Proces výroby vinutých pružin

Proces výroby pružin je souborem několika dílčích operací, které se mohou v detailním provedení lišit. Výchozím stavem je surový materiál, nejčastěji pružinový drát v cívce. V prvním kroku je tento drát narovnán v rovnačce drátu. Poté je nejčastěji pomocí CNC navíjecího stroje navinut s požadovaným průměrem, stoupáním, tvarem a úhlem konců. Stroj nakonec pružinu zastříhne na požadovanou délku. Jelikož je při navíjení do pružiny vneseno vnitřní pnutí, může přijít na řadu tepelné zpracování. Pružina je pro snížení vnitřního pnutí popouštěna. Následně bývá pružina okuličkována, kvůli zlepšení mechanických vlastností povrchu materiálu a očištění. Nakonec může být podrobena povrchové úpravě, například lakování. [8] [9] [10] [11]

Každý z těchto kroků nějakým způsobem mění tuhost pružiny, což může ovlivňovat finální produkt, ve kterém je pružina použita. Je tedy důležité tuto změnu uvažovat a zohlednit ji při návrhu technologického postupu. Mezi jednotlivé kroky může být zařazena mezioperační kontrola.

4.2.1.1 Pružinový drát

Pro výrobu vinutých pružin se nejčastěji využívá patentovaný za studena tažený ocelový drát. Tento drát bývá zpravidla z legované oceli s vyšším obsahem uhlíku. Nejběžnějšími legurami pro pružinové dráty jsou mangan, křemík, chrom, molybden a wolfram. Pro zvýšení meze únavy se dráty obvykle kalí a následně popouštějí.

Cívka s drátem bývá uložena na podstavci s otočnou deskou. [4] [12] [13]

4.2.1.2 Rovnání drátu

Rovnání je technologická operace, která slouží k odstranění nežádoucí deformace. K rovnání se používají zařízení zvané rovnačky. Ty mohou být ruční či strojní. V sériové výrobě se používají zejména rovnačky strojní, automatické.

Dva nejběžnější typy strojních rovnaček jsou kladková a rotační. Kladková využívá pro rovnání systém kladek (nejčastěji ve dvou rovinách), mezi kterými je drát protahován nebo protlačován. Část kladkové rovnačky je vyobrazena na obrázku číslo 4. Rotační rovnačka využívá několika vzájemně pootočených excentrických pouzder, kterými je drát protažen. Rotací těchto pouzder je vyčerpána elastická deformace drátu, který je následně usměrněn mezi 2 tažné kladky a tím srovnán. [14] [15]

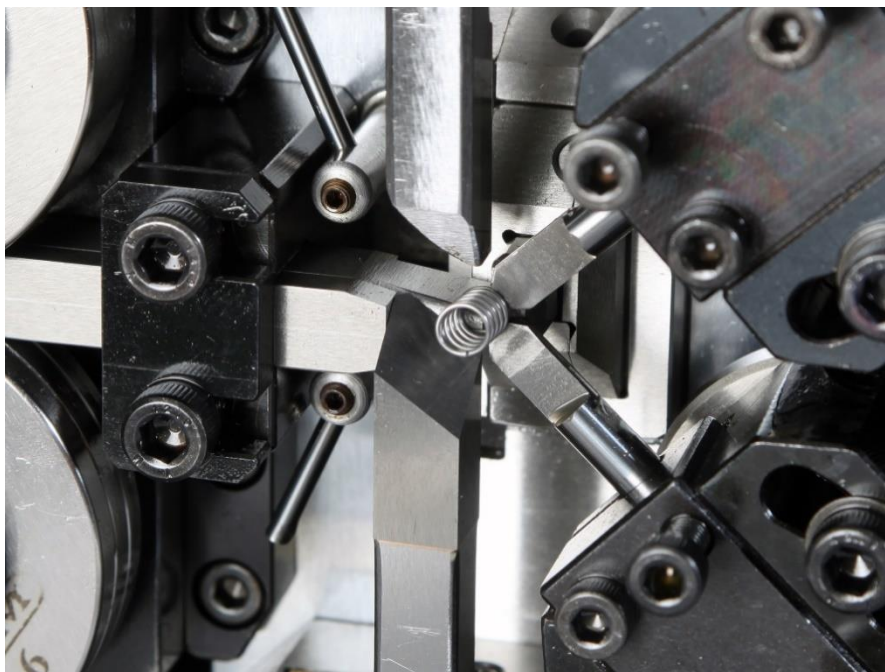


obr. 4: Kladková rovnačka drátu (převzato z [16])

4.2.1.3 Navíjení pružin

Navíjení pružin je technologická operace, při které je drát nebo jiný polotovar s nekuhovým průřezem ohýbán do šroubovice, spirály nebo i jiného tvaru. Slabší dráty jsou navíjeny za studena, silnější musí být zahřáty.

Existuje několik metod navíjení pružin. Pružina může být navíjena na rotující tm, na který je přitlačována kolíkem. Další, asi využívanější, metodou je vytlačování drátu pomocí jednoho či více párů tlačných kotoučů proti vodítku, které tvaruje šroubovicový tvar pružiny. V dnešní době nejmodernější způsob navíjení pružin je pomocí CNC navíjecích a tvarovacích automatů, kde je drát rovněž vytlačován proti vodítku, které je ovšem číslicově ovládané a doplněné o několik tvarovacích nástrojů. Tvarovací nástroje mohou vyrábět tvarové pružiny či mohou upravovat konce vinutých válcových pružin do různých tvarů. Na obrázku číslo 5 je pohled do pracovního prostoru CNC navíjecího automatu. [13] [17]



obr. 5: Pracovní prostor CNC navíjecího automatu (převzato z [18])

4.2.1.4 Tepelné zpracování pružin

Kromě tepelné úpravy pružinového drátu je výhodné aplikovat tepelnou úpravu i na navinutou pružinu. Vhodnou tepelnou úpravou pro navinuté pružiny je popouštění.

Popouštění je tepelná úprava, která spočívá v zahřátí na popouštěcí teplotu, dostatečném setrvání na této teplotě a postupném ochlazování vhodně zvolenou rychlostí. Toto nejen uvolní vnitřní pnutí vnesené do materiálu při navíjení, ale zároveň se i zvýší jeho houževnatost. [19] [20]

4.2.1.5 Kuličkování

Po tepelném zpracování přichází na řadu kuličkování. To má za úkol zbavit pružinu všech nečistot a okují, a zároveň zlepšit vlastnosti materiálu.

Podstatou kuličkování je bombardování povrchu výrobku pneumaticky nebo mechanicky urychlenými sférickými částicemi, které dopadají velkou rychlostí na povrch výrobku, zpevňují tak jeho povrchovou vrstvu a uhlazují nerovnosti vzniklé při zpracování pružinového drátu a samotné pružiny. Kuličkováním může být dosaženo například vyšší vrubové houževnatosti, lepší odolnosti proti únavě nebo snížení nebezpečí mezikrystalové koroze. Nejdůležitější je však zabránění nebo alespoň zpoždění vzniku trhlin a jejich šíření. Toho je docíleno tím, že kuličkování odstraní pro vznik a šíření trhlin nebezpečná zbytková tahová napětí v povrchové vrstvě materiálu nebo je dokonce přemění na příznivá tlaková. [21] [22]

Pro kuličkování ocelových materiálů je nejčastěji využíván ocelový granulát o tvrdosti 46-53 HRC. Pro neželezné kovy však ocelový granulát není vhodný, jelikož by mohl povrch kontaminovat, tudíž se používají kuličky skleněné či keramické. Kuličky musí být vždy stejnoměrně velké. [21] [22]

Životnost vinutých pružin může být kuličkováním zvýšena až o 1000 %. [21] [22]

4.2.1.6 Povrchové úpravy pružin

Povrchová úprava pružiny závisí vždy na způsobu jejího použití a na prostředí, ve kterém je umístěna. Účelem povrchové úpravy je zejména ochrana proti korozi nebo zlepšení třecích vlastností povrchu pružiny. Povrchová úprava musí být dobře zvolena i s ohledem na její namáhání. Například pro některé pružiny není vhodné použití galvanické povrchové úpravy, a to z důvodu možnosti vzniku vodíkové křehkosti.

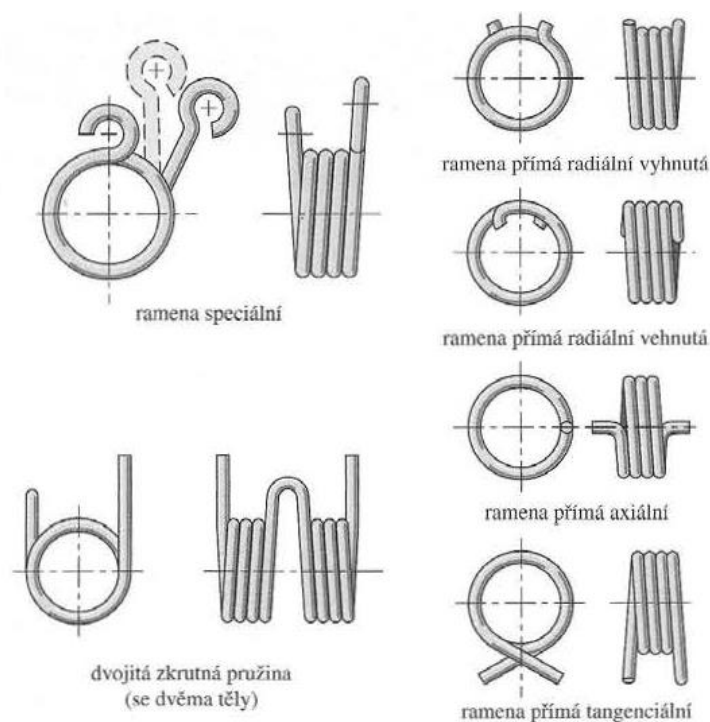
Nejčastějšími úpravami jsou zinkování, černění, lakování máčením, práškovou barvou či kataforézním principem, niklování, fosfátování, pasivace, moření... [23]

4.3 Šroubové válcové zkrutné pružiny

Šroubová válcová zkrutná pružina je taková pružina, která je vinuta do šroubovice, má tvar válce a je zatěžována silami působícími v rovinách kolmých k ose vinutí této pružiny. Tyto síly vyvolávají kroutící moment, který pružinu rozvinuje či zavinuje. Důležitým parametrem zkrutných pružin je tvar a délka ramen, na které síly působí. Tyto ramena jsou přizpůsobena konkrétnímu případu a závisí na uložení pružiny a vzdálenosti působíště síly od osy pružiny. Nejjednodušším provedením je pružina bez ramen, kde síla působí přímo na otevřený konec pružiny. Další příklady provedení ramen jsou vyobrazeny na obrázku číslo 6.

Nejvýznamnější složkou namáhání drátu je ohyb. Pokud je stoupání pružiny menší než 15° , tak se ve výpočtech může zanedbat další (mnohem menší) složka namáhání, kterou je krut. [22] [24]

„Je-li pružina zatěžována kroutícím momentem ve smyslu svinování, pak vznikající napětí má stejný směr, ale opačný smysl, než zbytkové napětí způsobené navíjením pružiny na tm. Z toho plyne, že zkrutné pružiny mohou pracovat i za podmínek, kdy ohybové napětí překračuje mez kluzu drátu, ze kterého je pružina vyrobena.“ [22]



obr. 6: Tvary ramen válcových zkrutných pružin (převzato z [22])

4.3.1 Základní vzorce pro výpočet zkrutných vinutých pružin

Základní charakteristikou všech pružin je jejich tuhost, která může být konstantní (pro pružiny s lineární charakteristikou)

$$C = \frac{F}{y}, \quad (1)$$

respektive pro krut

$$C_T = \frac{M_o}{\varphi}, \quad (2)$$

nebo proměnlivá (pro pružiny s nelineární charakteristikou)

$$C = \frac{\Delta F}{\Delta y} = \frac{dF}{dy}, \quad (3)$$

respektive

$$C_T = \frac{\Delta M_o}{\Delta \varphi} = \frac{dM_o}{d\varphi}. \quad (4)$$

Jelikož zkrutné vinuté pružiny z drátu kruhového průřezu mají lineární charakteristiku, bude dále uvažován vztah číslo 2. Tento vztah lze ještě rozšířit:

$$C_T = \frac{M_{o1}}{\varphi_1} = \frac{M_{o2}}{\varphi_2} = \frac{M_{o2} - M_{o1}}{\varphi_2 - \varphi_1}, \quad (5)$$

kde indexy 1 a 2 udávají ohybové momenty a úhlové výchylky ve dvou libovolných pracovních stavech pružiny. [4] [22] [24]

Torzní tuhost pružiny je možné zjistit analyticky ze znalosti jejích rozměrů a parametrů použitého materiálu:

$$C_T = \frac{E \cdot \pi \cdot d^4}{3667 \cdot D \cdot n} \quad [25] \quad (6)$$

Při zkrucování vinuté pružiny je drát namáhán ohybovým momentem M_o , který vyvolává ohybové napětí σ_o . Pro kontrolu pružin se využívá vztahu

$$\sigma_o \leq \sigma_{dov}, \quad (7)$$

kde

$$\sigma_{dov} = 0,45 \cdot R_m. \quad (8)$$

Toto doporučují autoři L. Málik a Š. Medvecký ve [24], ale například J. E. Shigley [22] a norma ČSN EN 13906-3 uvádí

$$\sigma_{dov} = 0,7 \cdot R_m. \quad [22] [26] \quad (9)$$

Z uvedeného je vidět, že přístup k návrhu se může i velmi lišit a je důležité využít postup vhodný pro konkrétní pružinu.

„Pro ohybové napětí platí:

$$\sigma_{omax} = q_o \cdot \frac{M_o}{W_o} = q_o \cdot \frac{32 \cdot F_{max} \cdot r}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{dov}, \quad (10)$$

$$q_o = \frac{4 \cdot \xi - 1}{4 \cdot \xi - 4}, \quad (11)$$

kde F_{max} je maximální přípustná zatěžující síla a q_o je korekční součinitel zohledňující vliv zakřivení závitu na zvětšení napětí a parametr

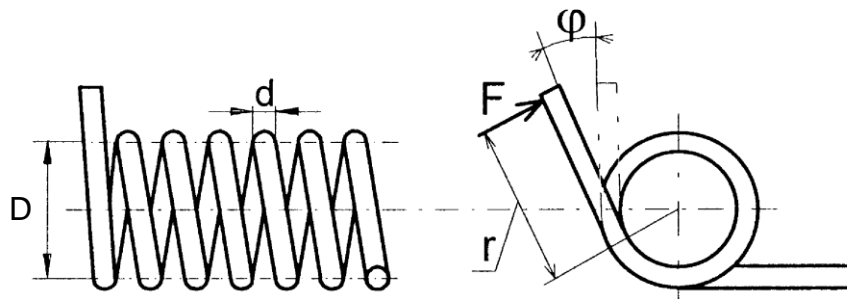
$$\xi = D/d. \quad (12)$$

Úhel natočení φ v pružině s kruhovým průřezem drátu je určený přibližně následujícím vztahem:

$$\varphi \cong \frac{64 \cdot M_o \cdot D_s \cdot n}{E \cdot d^4} = \frac{64 \cdot F \cdot r \cdot D_s \cdot n}{E \cdot d^4} \quad (13)$$

kde: n – počet činných závitů, E – modul pružnosti v tahu, F – zatěžující síla.“ [24]

Na obrázku číslo 7 je zkrutná válcová pružina s okótovanými základními rozměry.



obr. 7: Zkrutná válcová pružina (upraveno z [24])

5 Metodika měření torzní tuhosti vinutých pružin

Základním principem zařízení na testování torzní tuhosti pružin je upnutí pružiny mezi dva díly a natáčení těchto dvou dílů vůči sobě. Tyto díly mohou být jak ve vertikálním, tak horizontálním uspořádání a většinou bývá jeden z dílů statický a druhý se otáčí. Otáčecí díl může být poháněn ručně či motoricky. Nezbytnými součástmi zařízení jsou snímač krouťícího momentu a snímač úhlu natočení dílů vůči sobě. Tyto dvě veličiny jsou snímány a z nich je nepřímou určena torzní tuhost a charakteristika pružiny. [27] [28]

Ve většině případů je měřena výsledná tuhost pružiny na konci procesu výroby. Může být však výhodné tuhost měřit po všech mezioperacích, které ji mohou ovlivnit. Toto může být následně využito jako zpětná vazba pro řízení procesu.

Na trhu jsou dostupné specializované přístroje, například od výrobců Mecmesin, Star embedded systems a DigiTech, které dokáží torzní tuhost pružiny změřit. Jeden takový přístroj je zobrazen na obrázku číslo 9, na obrázku číslo 8 pak trn pro upnutí pružiny při měření. [27] [28]



obr. 8: Trn pro měření torzní tuhosti pružin (převzato z [28])



obr. 9: Přístroj pro měření torzního momentu Mecmesin Helixa-i (převzato z [27])

6 Využití šroubových válcových zkrutných pružin v napínacích řemene

Jednou z mnoha aplikací šroubových válcových zkrutných pružin je jejich použití v napínacích klínového řemene spalovacího motoru.

6.1 Řemenový třecí převod

Řemenové převody se využívají k přenosu výkonu na větší vzdálenosti, nejčastěji mezi rovnoběžnými hřídeli. Tohoto přenosu je dosaženo pomocí tření mezi řemenicemi a řemenem. K vyvození třecí síly je nezbytné předepnutí řemene. (Toto neplatí u ozubeného řemene, kde je přenos výkonu realizován tvarovou vazbou. Ten ale není pro tuto práci důležitý, tudíž se jím dále nezabývá.) Je jich využíváno tam, kde nezáleží na zcela přesném převodu a tam kde je příliš velká osová vzdálenost pro využití ozubených kol. Obrovskou výhodou řemenového převodu je, že řemen svou pružností dokáže částečně utlumit kmitání, dále pak nízká cena, tichý chod a také možnost využití jako ochrany před přetížením zařízení, jelikož může dojít k prokluzu řemene. Naopak nevýhodou může být například nižší účinnost, namáhání ložisek a hřídelů předpětím řemene, vznik statické elektřiny při prokluzu, citlivost na podmínky provozu, hluk při prokluzu a již zmíněný, ne zcela přesný převod.

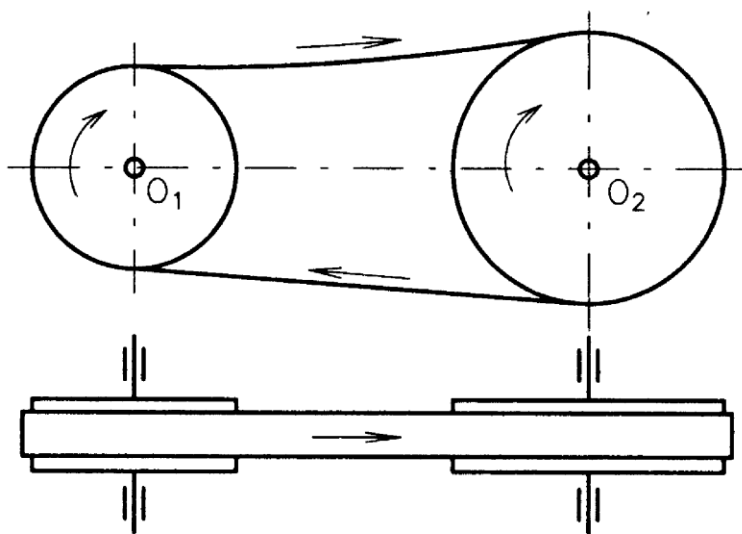
Řemenový převod se skládá ze dvou nebo více řemenic, řemenu a případně napínacího zařízení.

Maximální přenesitelná obvodová síla je dána velikostí napínací síly, úhlem opásání a velikostí součinitele tření mezi řemenem a řemenicemi.

V současné době nejčastěji využívané jsou řemeny ploché, klínové či řemeny kruhového průřezu.

Jedním z příkladů využití řemenového převodu je pohon agregátů spalovacího motoru. [22] [24] [29] [30]

Na obrázku číslo 10 je schéma řemenového převodu s dvěma kladkami.



obr. 10: Schéma řemenového převodu (převzato z [31])

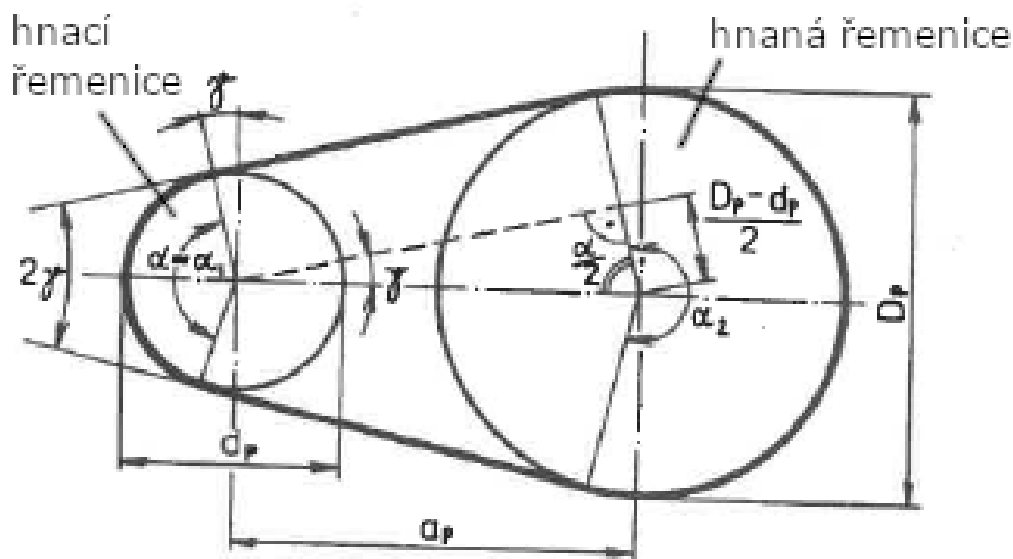
6.1.1 Geometrické poměry

Na obrázku číslo 11 je schéma řemenového převodu s okótovanými základními rozměry. Průměry řemenic d_p a D_p jsou voleny s ohledem na potřebný převodový poměr. Osová vzdálenost a_p je dána konstrukcí zařízení či se vhodně zvolí. Úhel opásání α je velmi důležitý parametr pro správnou funkčnost řemenového převodu. Tento úhel by neměl být menší než doporučená minimální hranice:

$$\alpha_{min} = 90^\circ \text{ pro klínové řemeny}$$

$$\alpha_{min} = 120^\circ \text{ pro ploché řemeny.}$$

Pokud je součinitel tření mezi malou řemenicí a řemenem stejný jako mezi velkou řemenicí a řemenem, tak je rozhodující úhel opásání malé řemenice. Úhel γ je úhel sklonu řemenových větví. [32] [33] [34]



obr. 11: Geometrické poměry řemenového převodu (upraveno z [32])

6.1.2 Kinematické poměry

Nejčastěji využívaný řemenový převod je vodorovný převod s otevřeným opásáním (na obrázku číslo 11). V této konfiguraci se obě řemenice otáčejí stejným směrem a v ideálním případě by měly stejné obvodové rychlosti. Tedy:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60} = v_2 = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n_2}{60} \quad (14)$$

a převodový poměr:

$$w_{ideal} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p} \quad (15)$$

Ve skutečnosti je však mezi obvodovými rychlostmi v_1 a v_2 rozdíl a platí $v_2 < v_1$. Ten je způsoben pružným skluzem řemene po řemenici a je kvantifikován součinitelem skluzu:

$$\vartheta = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{D_p \cdot n_2}{d_p \cdot n_1} \quad (16)$$

a skutečný převodový poměr je tedy:

$$w = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p \cdot (1 - \vartheta)}. \quad (17)$$

Součinitel skluzu za běžných podmínek nabývá hodnot $\vartheta = 0,01$ až $0,02$. Mezními stavy jsou $\vartheta = 0$, kdy nedochází k žádnému skluzu a $\vartheta = 1$, kdy dochází k úplnému prokluzu. Tento stav je většinou nepřipustný. Jedinou výjimkou je mimořádné přetížení, kdy je řemenový převod ve funkci pojistné spojky. [4] [32]

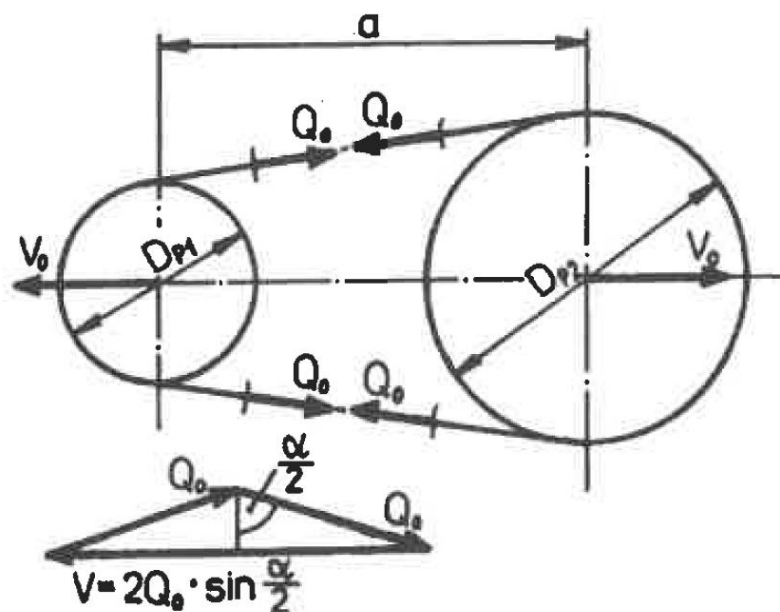
6.1.3 Silové poměry

Principem třecích řemenových převodů je přenos obvodové síly z hnací na hnanou řemenici skrze ohebný člen – řemen. Mezi hnací řemenicí a řemenem vzniká tření, které rozpohybuje řemen. Ten pak, opět třením, rozpohybuje hnanou řemenici. Na obrázku číslo 12 je znázorněn řemenový převod za klidu. „*Horní i dolní pás řemene je zatížen tahovou silou – předpětím Q_0 – a v ose řemenic působí výsledná síla V_0 o velikosti*

$$V_0 = 2 \cdot Q_0 \cdot \cos \gamma = 2 \cdot Q_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (18)$$

namáhající hřídele a ložiska – viz vektorový obrazec.“ [Švec, 1999, s. 140]

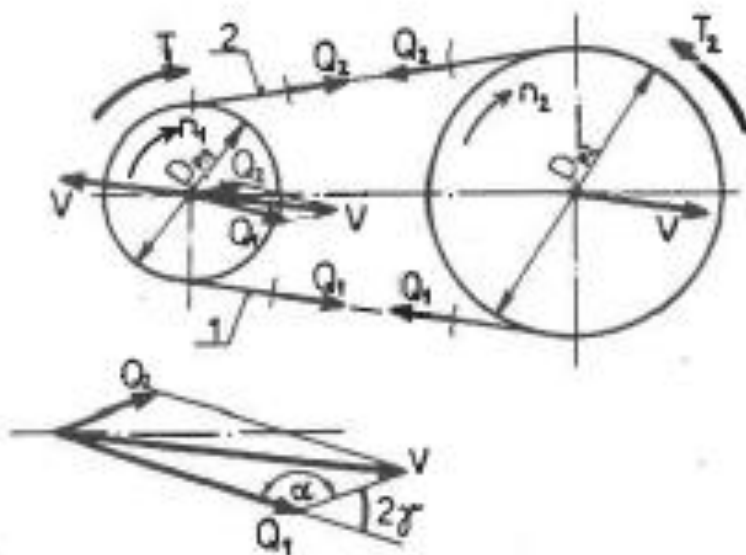
Vektorový obrazec je součástí obrázku číslo 12



obr. 12: Silové poměry na řemenovém převodu 1 (převzato z [32])

Na obrázku číslo 13 je schéma toho samého převodu, ale za ustáleného běhu. „Ze smyslu točivého momentu T_1 a otáček n_1 na hnací řemenici a z povahy třecích sil plyne:

dolní pás řemene, nabíhající na hnací řemenici 1 a označený proto jako pás 1 je zatížen tahovou silou $Q_1 > Q_0$; jde o tzv. pás přitěžovaný,
horní pás řemene, nabíhající na hnanou řemenici 2 a označený tedy jako pás 2, je zatížen tahovou silou $Q_2 < Q_0$; jde o tzv. pás odlehčovaný.“ [32]



obr. 13: Silové poměry na řemenovém převodu 2 (převzato z [32])

Dle Švece [32] můžeme ze znalosti parametrů T_1, T_2 a Q_0 určit síly Q_1 a Q_2 :

$$T_1 = (Q_1 - Q_2) \cdot \frac{d_p}{2} = Q \cdot \frac{d_p}{2} \quad (19)$$

$$Q_1 - Q_2 = Q = \frac{2 \cdot T_1}{d_p} \quad (20)$$

$$Q_1 + Q_2 = 2 \cdot Q_0 \quad (21)$$

$$Q_1 = Q_0 + \frac{Q}{2} \quad (22)$$

$$Q_2 = Q_0 - \frac{Q}{2} \quad (23)$$

Síla V , kterou jsou namáhána ložiska vychází ze vztahu:

$$V = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2 - 2 \cdot Q_1 \cdot Q_2 \cdot \cos \alpha} \quad (24)$$

Pro správnou funkci řemenového převodu (bez totálního prokluzu) je nutné, aby poměr sil $\frac{Q_1}{Q_2}$ nepřekročil přípustnou hranici m . Tato hranice vychází z Eulerova vztahu

pro vláknové tření a je závislá na součiniteli tření mezi řemenem a řemenicí f a na úhlu opásání α :

$$\frac{Q_1}{Q_2} \leq e^{f\alpha} = m. \quad (25)$$

Z tohoto je možné vyjádřit podmínky funkce řemenového převodu bez totálního prokluzu:

$$Q_1 \geq \frac{m}{m-1} \cdot Q = Q_{1m} \quad (26)$$

$$Q_0 \geq \frac{m+1}{2(m-1)} \cdot Q = Q_{0m} \quad (27)$$

$$Q_2 \geq \frac{1}{m-1} \cdot Q = Q_{2m}. \quad (28)$$

Pak maximální přenesitelná síla a moment:

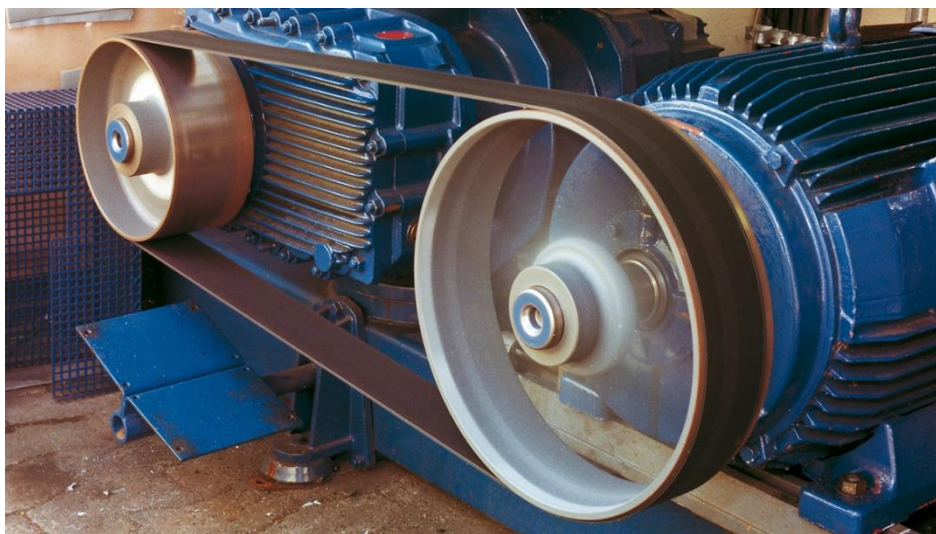
$$Q_m = \frac{2(m-1)}{m+1} \cdot Q_0. \quad (29)$$

$$M_m = \frac{2(m-1)}{m+1} \cdot Q_0 \cdot \frac{d_p}{2} \quad (30)$$

Z toho vyplývá, že při větším předpětí řemene může převod přenášet větší krouticí moment, ale na druhou stranu je řemen více zatěžován. Je tedy nutné nalézt kompromis mezi účinností převodu a namáháním řemene. [32] [34]

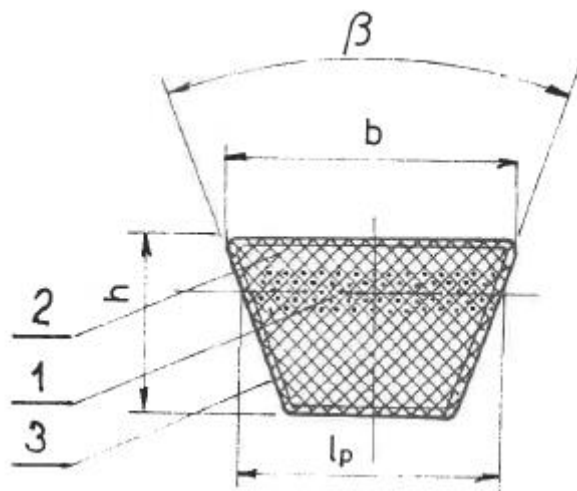
6.1.4 Řemeny

Pro řemenové převody se využívá hned několik typů řemenů. Základním typem je řemen plochý s obdélníkovým průřezem (na obrázku číslo 14), který byl historicky nejvyužívanější, ale v dnešní době se od něj již upouští. Vyrábějí se z kůže, gumy, textilu, plastů či z oceli. [29]



obr. 14: Řemenový převod s plochým řemenem (převzato z [35])

Tyto ploché řemeny byly ve většině aplikací vytlačeny řemeny klínovými s lichoběžníkovým průřezem, které mají vyšší únosnost, především kvůli vyššímu efektivnímu součiniteli tření. Klínové řemeny umožňují přenos větších momentů než řemeny ploché a také potřebují menší napnutí. Nejběžnější typ klínového řemenu se skládá z tažné části, která může být textilní, ocelová, sklolaminátová či z uhlíkových vláken (na obrázku číslo 15 jako číslo 1), dále z pryžového či plastového jádra (číslo 2) a z textilního obalu impregnovaného pryží (číslo 3). Tento obal chrání řemen před chemickým a mechanickým poškozením. Toto složení se může u jednotlivých typů řemenů měnit, například boky řemenu nemusejí mít vždy textilní obal. Základními charakteristickými rozměry řemenu jsou: šířka b , výška h , vrcholový úhel β a šířka v místě výpočtového průměru řemenice l_p . [29] [32] [36]



obr. 15: Řez klínovým řemenem (převzato z [36])

Pro větší výkony, tam kde nestačí použít jeden klínový řemen, je možné využít více řemenů na společných řemenicích, nebo pro lepší rozložení zatížení polyklínového řemenu. Tento je vyobrazen na obrázku číslo 16. Speciálními typy klínového řemenu je řemen variátorový, řemen s vlnkovým vybráním na užší straně řemene, který se využívá tam, kde je vhodná zvýšená ohebnost řemene a řemen úzký. Klínové řemeny jsou normalizovány. [29] [32] [36] [30] [37]



obr. 16: Polyklínový řemen (převzato z [38])

Posledním typem běžně užívaného třecího řemenu je řemen s kruhovým průřezem. Tento je ze zmíněných nejméně používaný. Využívá se jako transportní řemen, či jako pohonný řemen pro nižší zatížení. Na obrázku číslo 17 je řemenový převod, jehož součástí je řemen s kruhovým převodem. [31]



obr. 17: Řemenový převod s řemenem kruhového průřezu (převzato z [39])

6.2 Napínání řemene

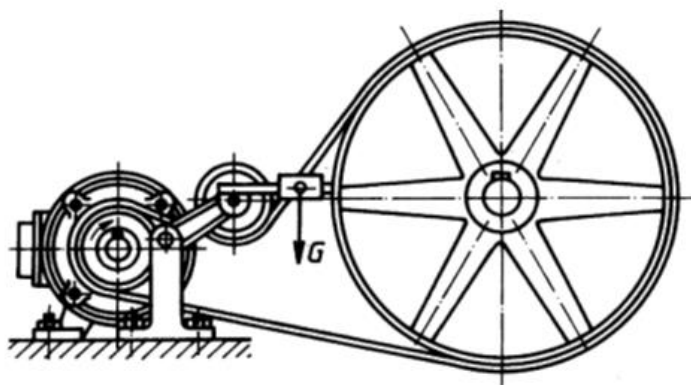
Jak již bylo zmíněno, pro správnou funkci řemenového převodu je nutné správné napnutí řemene. Toho lze dosáhnout několika způsoby.

a) Zvětšením osové vzdálenosti

Tento způsob je nejčastěji využíván u běžných řemenových převodů, je to nejjednodušší a nejlevnější varianta.

b) Napínací kladkou

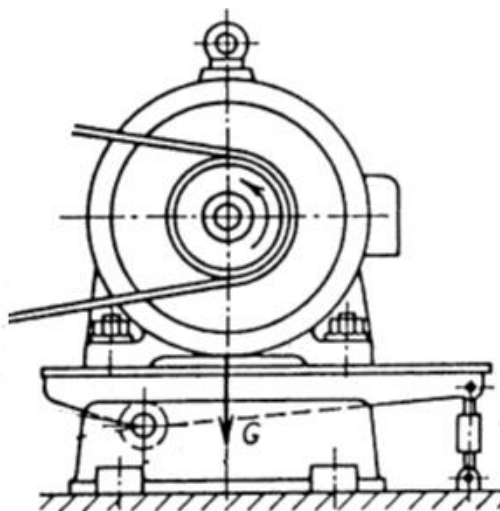
Tato kladka může být do řemenu přitlačována závažím či pružinou nebo může být její poloha nastavena a zaaretována při montáži či údržbě. Kladka musí být umístěna v odlehčované větvi řemenu, což je větev, která sbíhá z pohonné řemenice. Tento typ napínání je znázorněn na obrázku číslo 18.



obr. 18: Napínání řemenu napínací kladkou (převzato z [34])

c) Naklopením motoru

Motor je excentricky umístěn na kolébce a řemen je napínán tíhou motoru. Toto je zobrazeno na obrázku číslo 19. [33] [34]

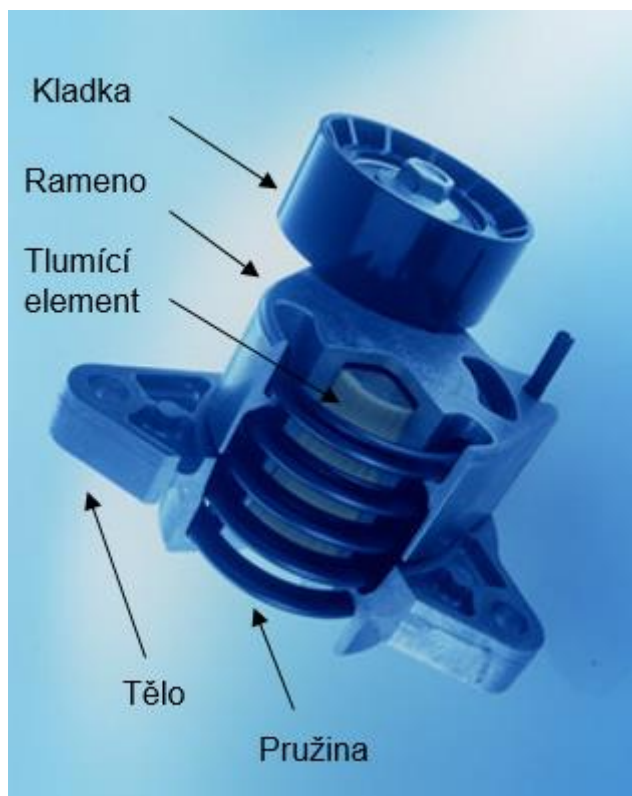


obr. 19: Napínání řemenu pomocí naklopení motoru (upraveno z [33])

6.2.1 Napínák řemene

Na řemenovém pohonu agregátů spalovacího motoru se využívá napínání polyklínového řemene napínací kladkou. Dříve býval řemen napínán kladkou, kterou se řemen napnul a kladka se zaaretovala v dané poloze. Toto řešení ovšem nebylo vhodné, protože při prodloužení řemene byl nutný zásah mechanika, ke kterému když nedošlo, tak řemen prokluzoval, nadměrně se opotřebovával, pískal a mohl přestat přenášet kroutící moment z klikové hřídele na agregáty (alternátor, čerpadlo posilovače řízení, kompresor klimatizace, vodní pumpa). V současné době jsou využívány automatické systémy napínání, které tlačí napínací kladku proti řemenu pomocí pružiny. Využití pružiny zajišťuje téměř konstantní napnutí řemenu v průběhu jeho životnosti. To má za následek lepší funkci řemenového převodu, tudíž lepší účinnost, nižší spotřebu paliva a nižší emise. Existují dva funkční principy využívající pružin. První, jednodušší, je lineární a využívá tlačné či tažné pružiny. Druhý je rotační a využívá pružiny zkrutné a to buď válcové nebo spirálové nebo zkrutné tyče. Rotační princip napínáku řemene je využívánější, jelikož je rozměrově úspornější, což je v dnešní době žádáno. Řez rotačním napínákem řemenu s popisem nejdůležitějších funkčních součástí je vložen jako obrázek číslo 20.

Další výhodou automatického napínáku řemene je schopnost tlumení torzních vibrací klikové hřídele, které by jinak byly přenášeny do agregátů. Toho je dosaženo pomocí hydraulického tlumiče nebo třecího tlumícího elementu. [25]

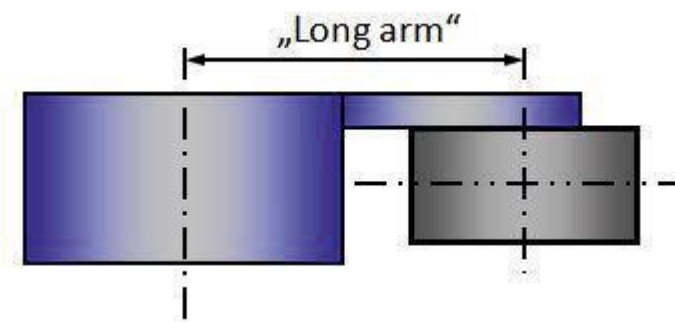


obr. 20: Řez napínákem řemenu (upraveno z [40])

6.2.1.1 Napínáky společnosti Mubea spol. s r.o.

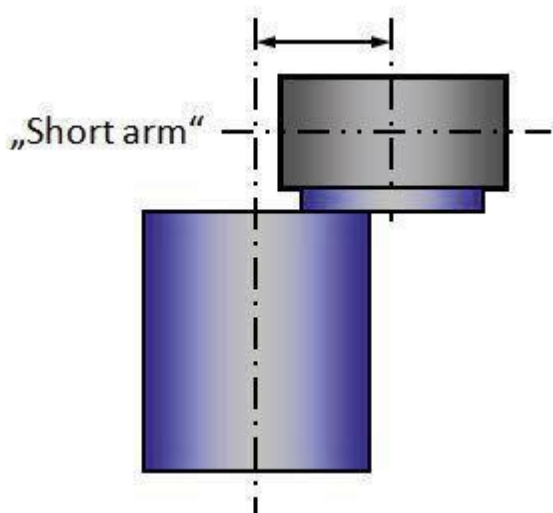
Ve společnosti Mubea spol. s r.o. se v současné době vyrábějí pouze rotační napínáky řemene. Tento typ napínáku se vyrábí ve dvou konstrukčních provedeních dle zástavbových rozměrů motoru:

- Provedení „Long arm“ – může být umístěn v rovině řemenu



obr. 21: Schéma napínáku „Long arm“ (převzato z [25])

- Provedení „Short arm“ – musí být umístěn za rovinou řemenu



obr. 22: Schéma napínáku „Short arm“ (převzato z [25])

Schématické vyobrazení napínáků v provedení „Long arm“ a „Short arm“ je na obrázcích 21 a 22.

Napínáky, které se v současné době vyrábějí ve společnosti Mubea spol. s r.o. je možné rozdělit do pěti kategorií. [25]

6.2.1.1.1 E3 a E3D

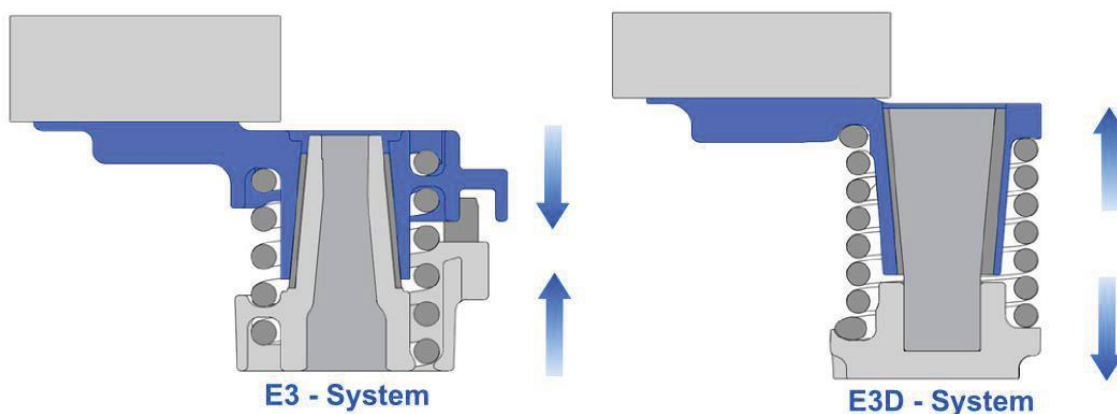
Tyto systémy jsou nejjednodušší systémy vyráběné ve společnosti Mubea spol. s r.o. Využívají kuželového třecího tlumicího elementu, který potřebuje pro svou správnou funkčnost axiální přitlačnou sílu. Tato síla je vyvozena tou samou pružinou, která zajišťuje kroutící moment napínáku a navíc slouží jako spojovací prvek těla a ramena napínáku. [25]

Největší rozdíl mezi systémy E3 a E3D je ve směru působení axiální přitlačné síly pružiny a v materiálech použitých pro tlumicí element. [25]

Napínák E3 má v těle a ramenu kanál, do kterého se zašroubuje pružina. Tímto zašroubováním se pružina prodlouží a vyvozuje axiální přitlačnou sílu, která přitlačuje hliníkový kuželový třecí povrch ramena na plastový tlumicí element uchycený k tělu. [25]

Napínák E3D pružinu nenatahuje, ale naopak stlačuje, což vytváří axiální sílu, která se snaží rameno oddálit od těla. V tomto systému ke tření dochází mezi plastovým třecím elementem uchyceným na ramenu a ocelovou kuželovou plochou spojenou s tělem napínáku. Systém E3D dovoluje větší deformaci pružiny, čímž může být dosaženo vyšší axiální síly a tudíž většího tření, potažmo tlumení. [25]

Řez napínáky E3 a E3D je vložen jako obrázek číslo 23.



obr. 23: Schémata napínáků E3 a E3D (převzato z [25])

6.2.1.1.2 E4 a E4+

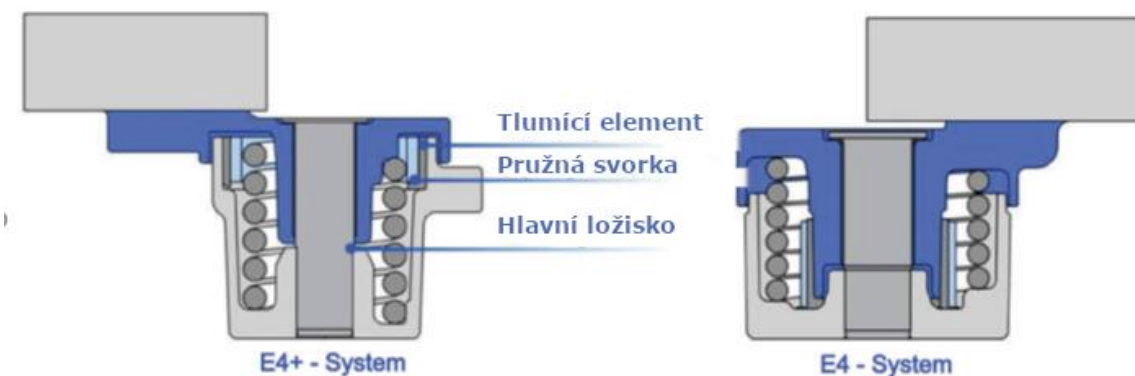
Pro vyšší hodnoty tlumení byly vyvinuty systémy E4 a E4+. Rozdíl oproti systémům E3 a E3D je zejména ve tvaru tlumících elementů. Zatímco systémy E3 a E3D využívají kuželových tlumících elementů, systémy E4 a E4+ využívají tlumících elementů válcových. [25]

Hlavním rozdílem mezi systémy E4 a E4+ je ve způsobu, jakým je dosaženo třecího tlumení a v tom, jakých hodnot může nabývat. [25]

Systém E4 je konstruován tak, že tlumící element je menší než vnitřní průměr pružiny, je spojen s tělem a objímá vnitřní hliníkovou část ramena, na kterou je přitlačován pružnou svorkou. Tlumící vlastnosti tohoto systému nejsou závislé na vinuté pružině, ale pouze na pružné svorce. [25]

Tam kde je zapotřebí nejvyšších hodnot tlumení, je používán napínák E4+. Stejně jako v systému E4 je tření dosahováno radiálním přitlačováním třecího elementu na hliníkovou třecí plochu napínáku. Rozdíl je ovšem v tom, že třecí plocha je na těle napínáku a průměr tlumícího elementu je větší než vnější průměr pružiny, tudíž je možné dosáhnout většího tlumícího momentu. Tlumící vlastnosti tohoto systému jsou přímo úměrné momentu vinuté pružiny, která přitlačuje tlumící element na třecí plochu těla napínáku. [25]

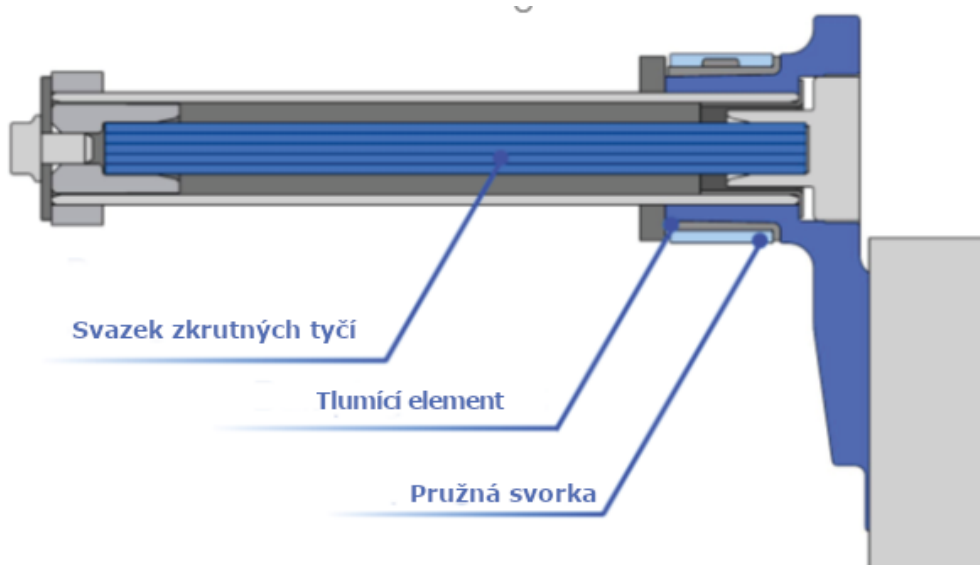
Řez napínáky E4+ a E4 je vložen jako obrázek číslo 24.



obr. 24: Schémata napínáků E4+ a E4 (upraveno z [25])

6.2.1.1.3 E5

Pro motory s malými zástavbovými prostory vyvinula firma Mubea spol. s r.o. dva systémy. Jedním z nich je systém E5, který k vyvození napínací síly využívá svazku zkrutných tyčí. Tlumení je dosaženo podobně jako u systémů E4 a E4+. Na obrázku číslo 25 je zobrazen řez napínákem E5. [25]



obr. 25: Schéma napínáku E5 (upraveno z [25])

6.2.1.1.4 E8

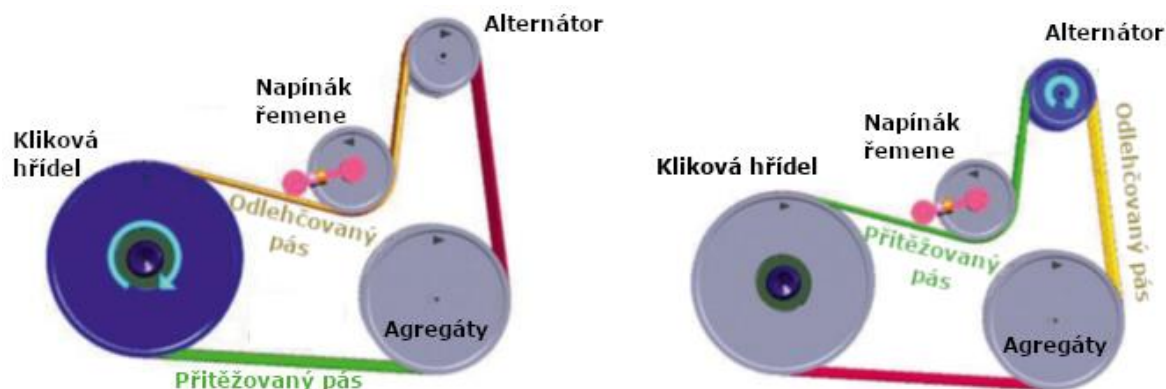
Druhým systémem pro motory s malými zástavbovými prostory je systém E8. Tento systém je revoluční v tom, že se montuje na přední víko alternátoru a obepíná jeho řemenici. Namontovaný napínák E8 je na obrázku číslo 26. [25]



obr. 26: Napínák E8 (převzato z [25])

6.2.1.1.5 DAT

Nejnovějším typem napínáku je Dual Arm Tensioner (napínák se dvěma rameny), který se využívá v automobilech se systémem Start-Stop. Tento systém způsobuje to, že za normálního provozu, kdy je řemen poháněn klikovou hřídelí, je přitěžována a odlehčována jiná část řemenu, než pokud je kliková hřídel roztáčena alternátorem. Je tedy výhodné napínat pokaždé jinou větev řemenu. Na obrázku číslo 27 je vyobrazen problém napínání řemenu u motoru se systémem Start-Stop konvenčním napínákem. [25]



obr. 27: Řemenový převod motoru se systémem Start-Stop napínaný konvenčním napínákem (upraveno z [25])

Napínací systém DAT se montuje na přední víko alternátoru, má dvě ramena s řemenicemi, která se mohou volně otáčet okolo osy řemenice alternátoru a mohou v každém režimu alternátoru napínat jinou větev řemenu. [25]

Tento typ napínáku je na obrázku číslo 28.



obr. 28: Napínák DAT (převzato z [40])

7 Popis současného stavu výroby vinutých pružin v Mubea spol. s r.o.

Následující text přináší stručnou informaci o důležitých aspektech procesu výroby a testování vinutých pružin u zadavatele práce.

7.1 Materiál

Pro výrobu pružin v Mubea spol. s r.o. se v současné době využívá dvou materiálů. Do oleje kaleného a popouštěného pružinového drátu z chrom-křemíkové oceli (norma DIN EN 10270-2 FD) o průměrech 4,25 mm až 7,3 mm a za studena taženého patentovaného pružinového drátu z nelegované oceli o průměrech 3 mm až 7 mm (norma DIN EN 10270-1 SH).

7.2 Stroje

Pro navíjení pružin se využívají dva CNC navíjecí stroje. Prvním z nich je Wafios FUL 86 – CNC stroj pro navíjení pružin, jehož součástí je odvíjecí stojan pro cívku s drátem, i rovnačka drátu, tudíž je možné do stroje zakládat přímo cívku s drátem. Tento je vyobrazen na obrázku číslo 29. Druhým je modernější Wafios FMU 6.7 – CNC navíjecí, stáčecí a ohýbací stroj. Jeho součástí je také odvíjecí stojan i rovnačka drátu.



obr. 29: Navíjecí CNC stroj Wafios FUL 86 (z archivu autora)

7.3 Zpracování pružin

K tepelnému zpracování (popouštění) navinutých pružin je využíváno dvou plynových průběžných pecí DLB-500-2-60x400-G II od výrobce Ipsen Industries International GmbH, do kterých jsou pružiny od navíjecích strojů dopravovány pásovými dopravníky. Pružiny procházejí pecí na ocelovém pásu skrze několik teplotních zón po dobu 20 minut až 50 minut, to dle materiálu a průměru drátu. Teploty v pecích se pohybují od 265°C do 410°C.

Fotografie jedné z pecí je vložena jako obrázek číslo 30.



obr. 30: Plynová průběžná pec (z archivu autora)

Po tepelném zpracování musí pružiny vychladnout a poté se převážejí do tryskačů ke kuličkování. Fotografie tryskače je na obrázku číslo 31.



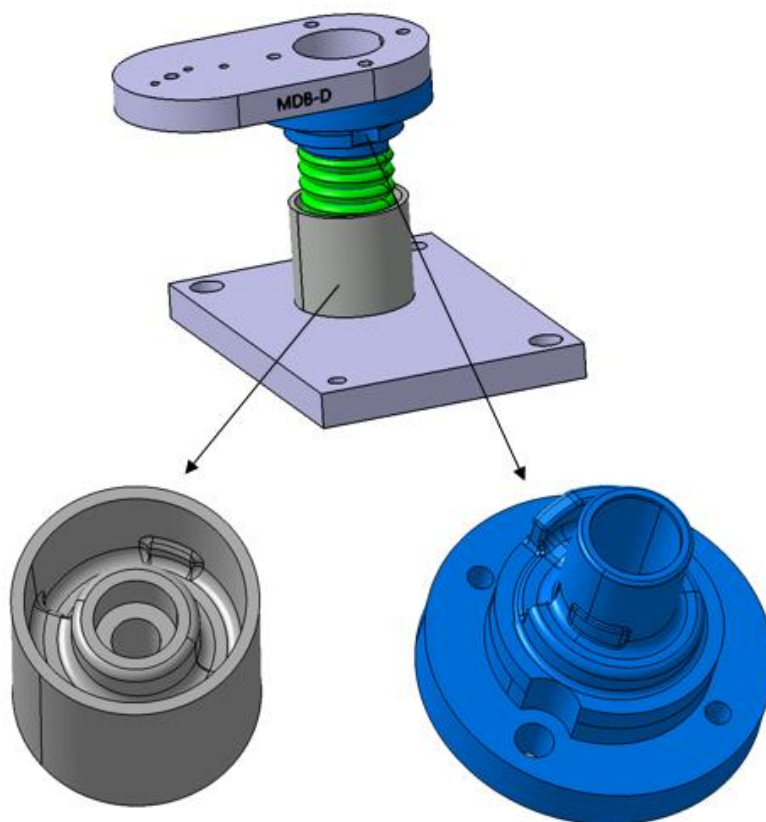
obr. 31: Tryskač používaný pro kuličkování pružin (z archivu autora)

Proces výroby pružiny končí odesláním do externí lakovny, nalakováním katarézním principem pro ochranu proti korozi a doručením zpět do skladu.

V průběhu procesu výroby je zařazeno několik mezioperačních kontrol, například měření úhlu konců pružin, odstupy závitů, výška pružin, axiální síla pružin nebo smontovatelnost.

7.4 Měření tuhosti v původních přípravcích

Pro zlepšení jakosti by bylo vhodné měřit tuhost pružiny, což je jeden z jejích nejdůležitějších parametrů, mezi jednotlivými operacemi. To však v současné době není možné, jelikož neexistuje zařízení, ve kterém by toto měření bylo možné provést. Jedinou možností jak v současné době změřit tuhost pružiny, je upravit již hotový napínák řemene a tuhost pružiny změřit pomocí hysterezní stanice v něm. Možností by bylo pořízení zařízení z kapitoly číslo 5, to ovšem není univerzální pro všechny typy pružin, nemá axiální podpory pro pružinu a společnost již disponuje hysterezní stanicí, která se správně vytvořeným přípravkem dokáže tuhost pružiny změřit též. 3D model původního přípravku je na obrázku číslo 32.



obr. 32: 3D model původního přípravku

Hysterezní stanice je zařízení, které se využívá pro měření hystereze napínákových řemene a k jejich testování. Jejími nejdůležitějšími částmi jsou servomotor, snímač natočení a snímač kroutícího momentu. Její funkce je pro účely měření torzní tuhosti pružin shodná se zařízeními popsány v kapitole číslo 5.

8 Konstrukční návrhy

V první fázi vlastní konstrukční práce byl proveden rozbor parametrů vyráběných pružin, které je nutné prostřednictvím vlastností navrhovaného přípravku pokrýt pro univerzálnost přípravku. Dále byly vytvořeny čtyři konstrukční návrhy pro pohyb upínacích trnů.

8.1 Rozbor parametrů testovaných pružin

Pro možnost měřit na zařízení všechny v současné době vyráběné, tlakem předepínané, rozvíjené pružiny je nutná možnost nastavení několika parametrů. Prvním z nich je vnitřní průměr pružiny, za který je vhodné pružinu upínat. Dalšími jsou: průměr drátu, úhel stoupání pružiny, směr vinutí, úhel konců, délka pružiny. Rozsahy jednotlivých parametrů jsou zaneseny v tabulce číslo 1.

tab. 1: Parametry pro návrh zařízení

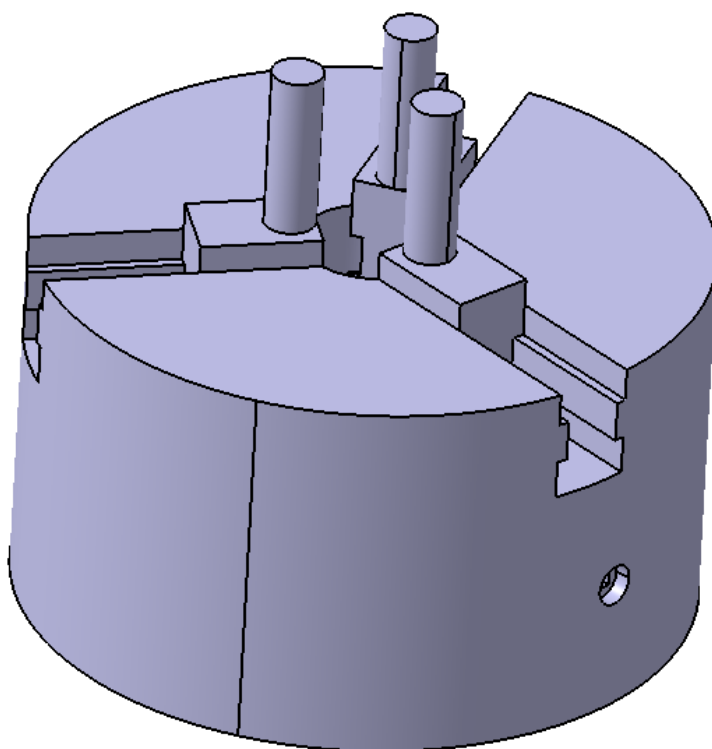
Parametr	Hodnoty
Vnitřní průměr	20,1 mm – 60,5 mm
Průměr drátu	3 mm – 7,3 mm
Úhel stoupání	0° - 8°
Směr vinutí	Pravý, levý
Úhel konců	0° – 360°
Délka pružiny (výška)	32 mm – 97,1 mm
Celková axiální síla $F_{ax_{celk}}$	35 N – 851 N
Tangenciální síla F_{tan}	maximálně 2000 N

Pružina má být upínána třibodově, tudíž k tomu byly využity tři upínací trny. Pro správné upnutí pružiny za vnitřní průměr je nutné nastavovat vzdálenost třech trnů od středu, a to všech zároveň. Jelikož toto je majoritní pohyb celého přípravku, tak bylo v první fázi vyhotoveno několik konstrukčních návrhů, jak tento pohyb realizovat a

následně byl jeden z nich vybrán a doplněn o další prvky, které zajišťují nastavitelnost pro další parametry.

8.2 Konstrukční návrh A

Prvním návrhem bylo použít tříčelistové sklíčidlo s upínacími trny přidělanými na čelistech. Při tomto provedení by byla poloha trnů nastavována povolováním a utahováním sklíčidla. 3D model tohoto návrhu je na obrázku číslo 33.

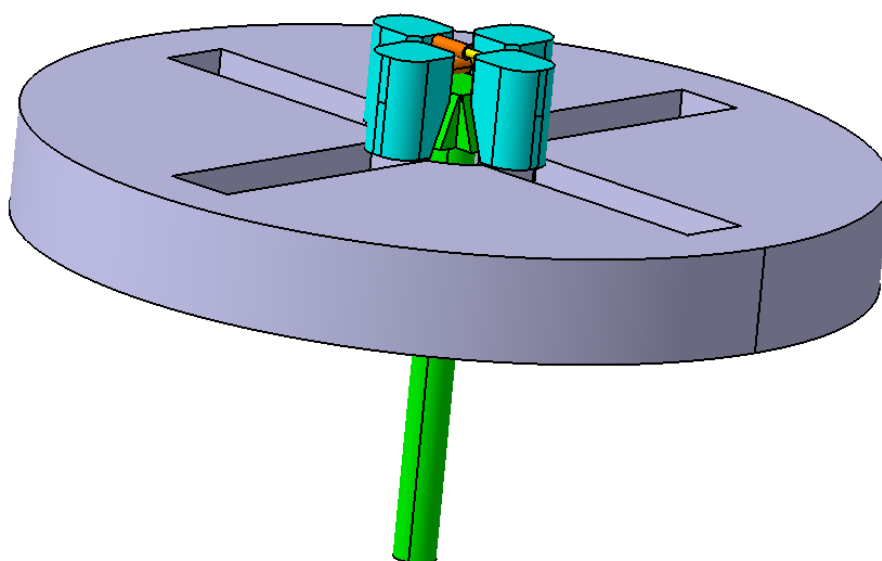


obr. 33: Konstrukční návrh A

Tento návrh byl zavrhnut z důvodu malé rychlosti pohybu čelistí a příliš velké výšky zařízení.

8.3 Konstrukční návrh B

Dalším návrhem bylo upínací trny rozevírat pomocí součásti, která by byla mezi ně zasouvána. Tato součást měla mít ve funkční části tvar čtyřbokého jehlanu a trny měly být drženy ve výchozí poloze (na nejmenším průměru) pomocí pružin. Tento návrh je na obrázku číslo 34.

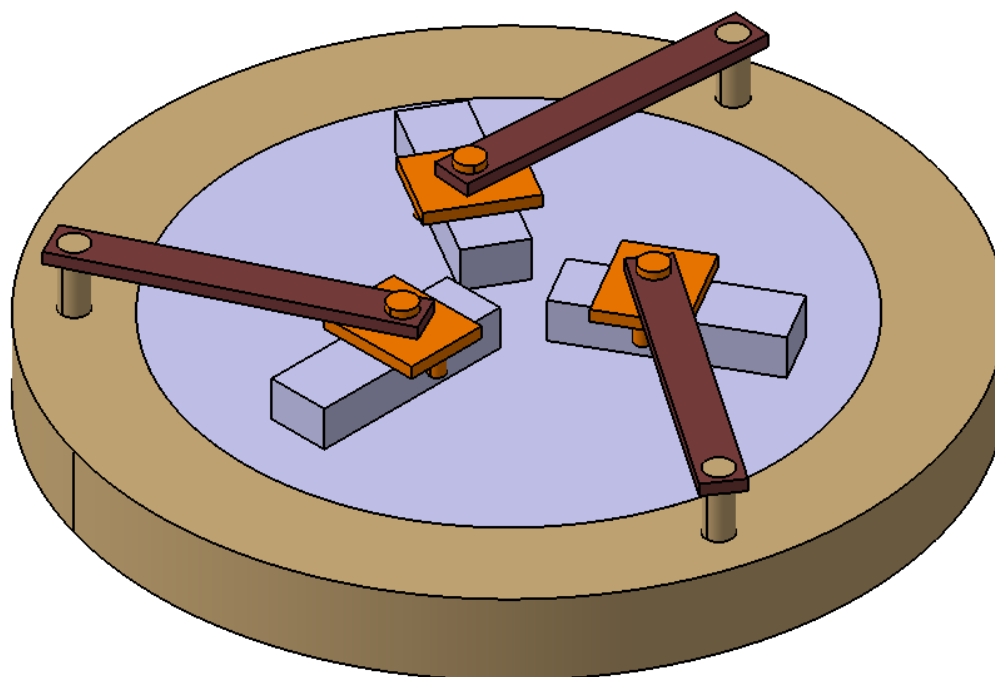


obr. 34: Konstrukční návrh B

Tento návrh byl zavrhnut z důvodu příliš velkých zástavbových prostor a nedostatečnému rozsahu pohybu trnů. Tento návrh také nesplňoval požadavek upínání na tři trny.

8.4 Konstrukční návrh C

Třetím návrhem bylo použití kruhové desky s lineárním vedením a soustředného prstence, který měl být spojený táhlem s vozíkem lineárního vedení. Otáčením prstence by se vozík pohyboval po lineárním vedení. Na obrázku číslo 35 je 3D model návrhu C.

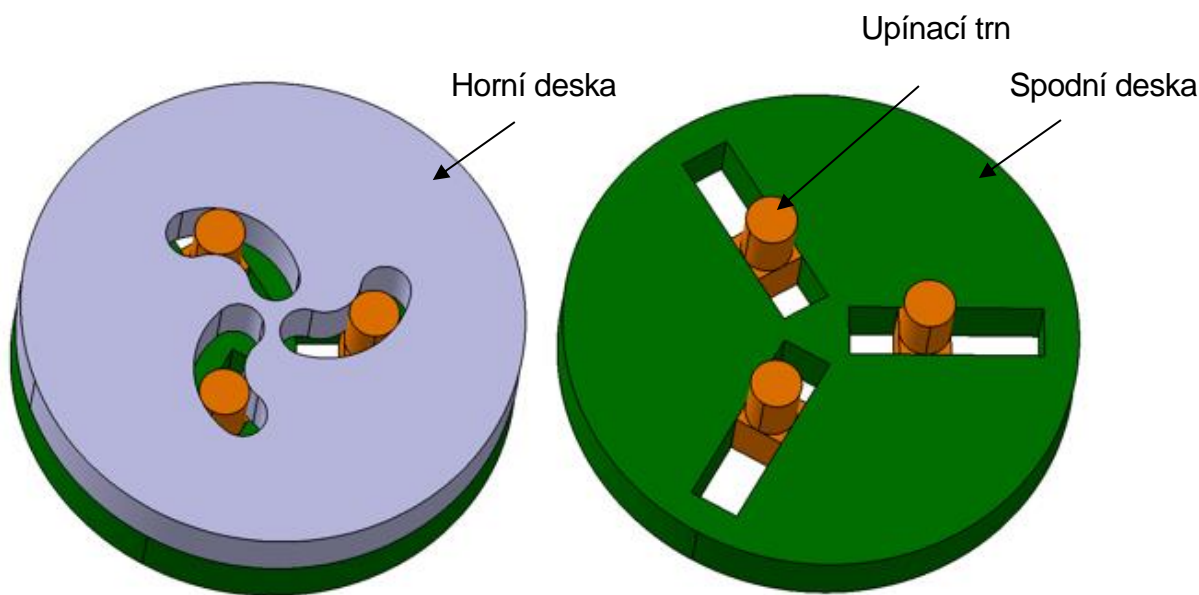


obr. 35: Konstrukční návrh C

Tento návrh byl zavrhnut z důvodu přílišné složitosti.

8.5 Konstrukční návrh D

Posledním návrhem bylo použití dvou na sobě ležících desek, z nichž jedna má drážky směřující přímo od středu ke krajům a druhá má drážky obloukové, excentricky umístěné vůči středu desky. Trny prochází drážkami v obou deskách a vzájemným natáčením desek se posouvají ke středu a od středu. Pro udržení trnů v jedné rovině je vhodné, aby horní deska měla drážky obloukové, excentricky umístěné vzhledem k ose rotace desky a spodní deska měla drážky rovné, ve které se pohybuje část trnu s nekruhovým průřezem. A pro jednoduchost zařízení je vhodné, aby spodní deska byla statická a horní pohyblivá. Konstrukční návrh D je na obrázku číslo 36.



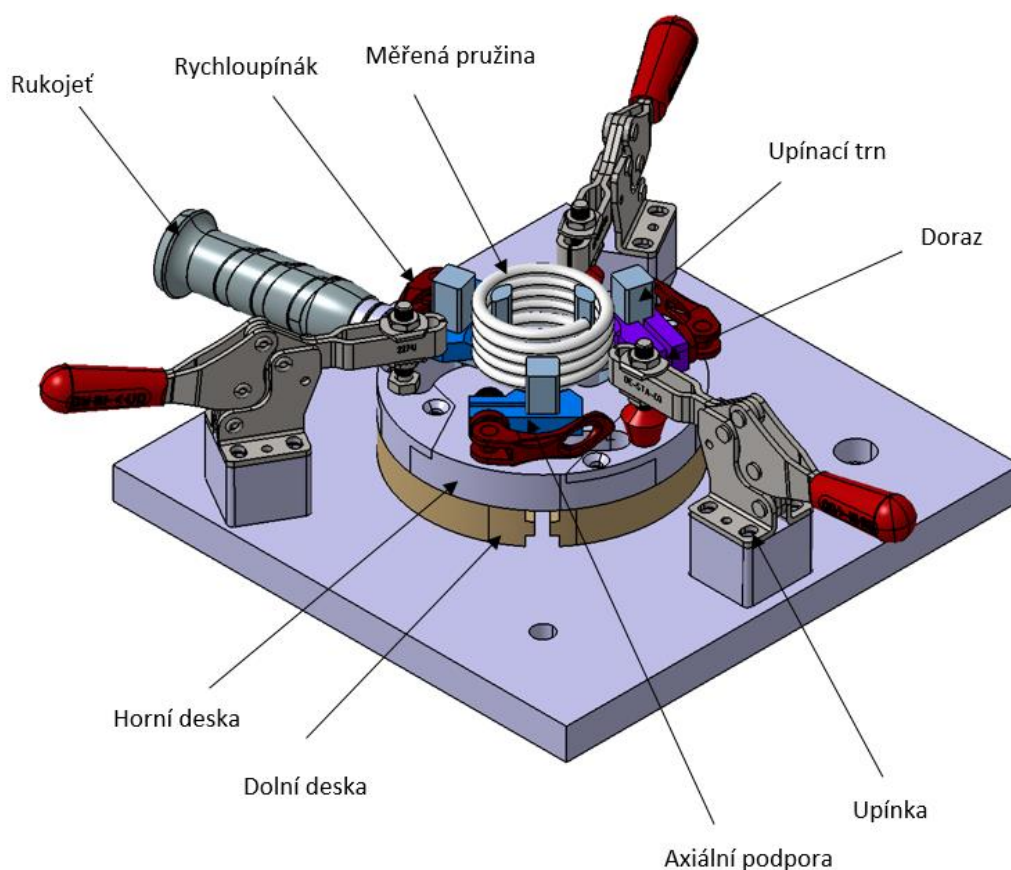
obr. 36: Konstrukční návrh D

Tento návrh byl po dohodě se zadavatelem zvolen k dalšímu rozpracování, a to z důvodu rychlosti pohybu upínacích trnů a prostorové úspornosti.

9 Rozpracování zvoleného konstrukčního návrhu

Poté, co byl zvolen způsob vykonávání pohybu pro nastavení upínacího průměru, bylo nutné zkonstruovat další prvky zajišťující univerzálnost i pro ostatní parametry.

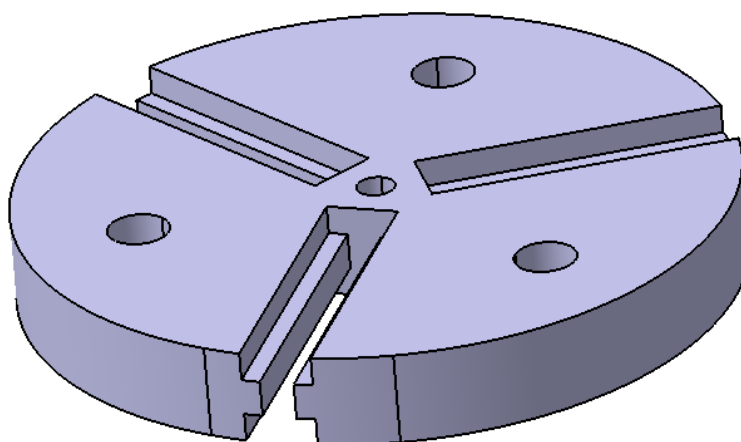
Zde je pro lepší orientaci vložen obrázek hotového přípravku s popisem jednotlivých součástí (obr. 37).



obr. 37: 3D model přípravku s popisky dílů

9.1 Tvar spodní drážky

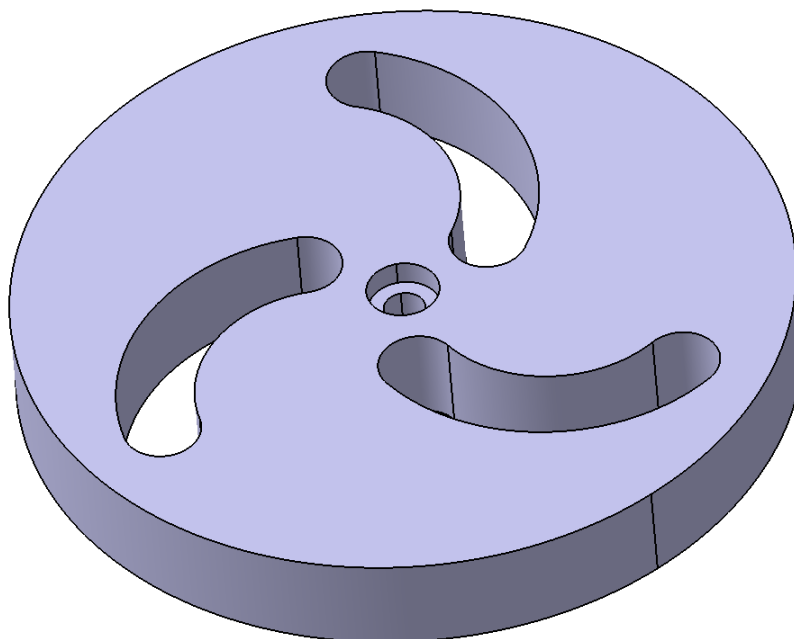
Spodní drážka je ve statické desce, tudíž definuje dráhu upínacího trnu. Směřuje od středu spodní desky k jejímu okraji. Pro zamezení klopení trnů má drážka tvar písmene I, čehož se s výhodou využívá v univerzálních sklíčidlech. Tato deska bude vyrobena z nelegované ušlechtilé oceli k zušlechťování C60. Spodní deska s drážkami je vyobrazena na obrázku číslo 38.



obr. 38: Spodní deska

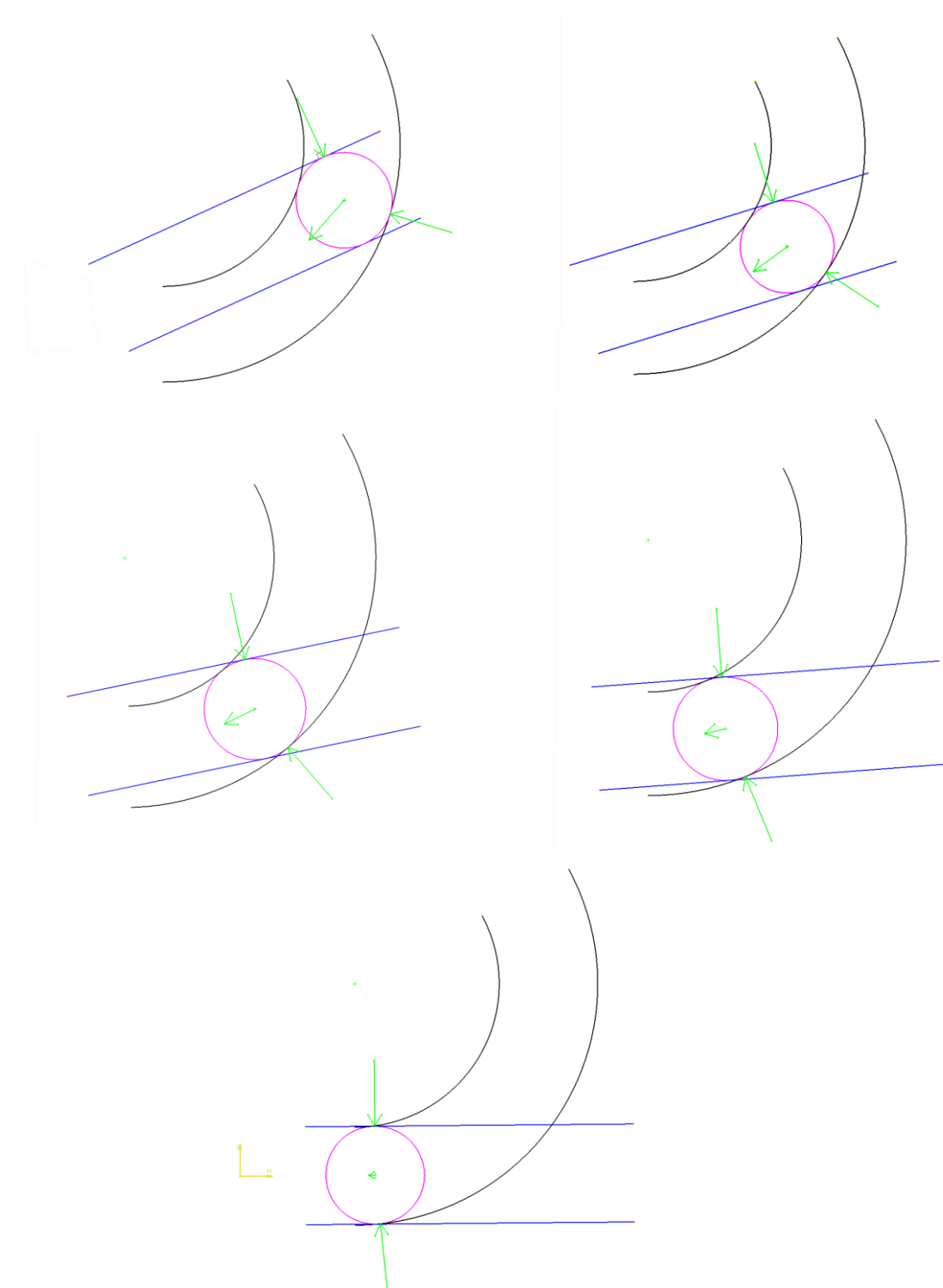
9.2 Tvar horní drážky

Pro posuv středícího trnu ve spodní drážce je využito obloukové drážky, umístěné v horní desce, excentricky vzhledem k ose rotace této desky. Tvar této drážky bylo nutné navrhnout velmi pečlivě, jelikož nevhodným umístěním či tvarem mohlo dojít k nefunkčnosti nastavování upínacího průměru a tím celého zařízení. Tato deska bude také vyrobena z nelegované ušlechtilé oceli k zušlechťování C60. Na obrázku číslo 39 je horní deska s drážkami.



obr. 39: Horní deska

Pohyb upínacího trnu je vyvolán působením normálových sil od boků drážek. Tyto síly mají stejnou velikost, ale působí v různých směrech a jejich výslednice udává výsledný směr pohybu. Pro správnou funkci je nutné, aby v každý okamžik pohybu výslednice sil směřovala co nejrovnoběžněji s rovnou drážkou ve spodní desce a zároveň, aby byla větší než síly vyvolané pasivními odpory. Ze silového rozboru na obrázku číslo 40 je možné pozorovat, že čím jsou drážky v daný moment v místě trnu rovnoběžnější, tím menší je výslednice sil využitá k pohybu trnu v požadovaném směru.



obr. 40: Silový rozbor v drážkách 1

Pokud jsou drážky navrženy tak jako na obrázku číslo 41 (oblouková drážka je na vnitřním konci rovnoběžná s rovnou drážkou ve spodní desce), může v pozici, kdy je trn na vnitřním konci drážek dojít k jeho zaseknutí a nefunkčnosti celého zařízení.

Maximální úhel, který vůči sobě mohou normálové síly F_{N1} a F_{N2} svírat za takto zvolených podmínek je $\rho = 174,45^\circ$, a tudíž výsledná síla způsobující pohyb trnu vypočtená z kosinové věty v nejhorším možném případě:

$$F_{výsl} = \sqrt{F_{N1}^2 + F_{N2}^2 - 2 \cdot F_{N1} \cdot F_{N2} \cdot \cos(180 - \rho)} \quad (31)$$

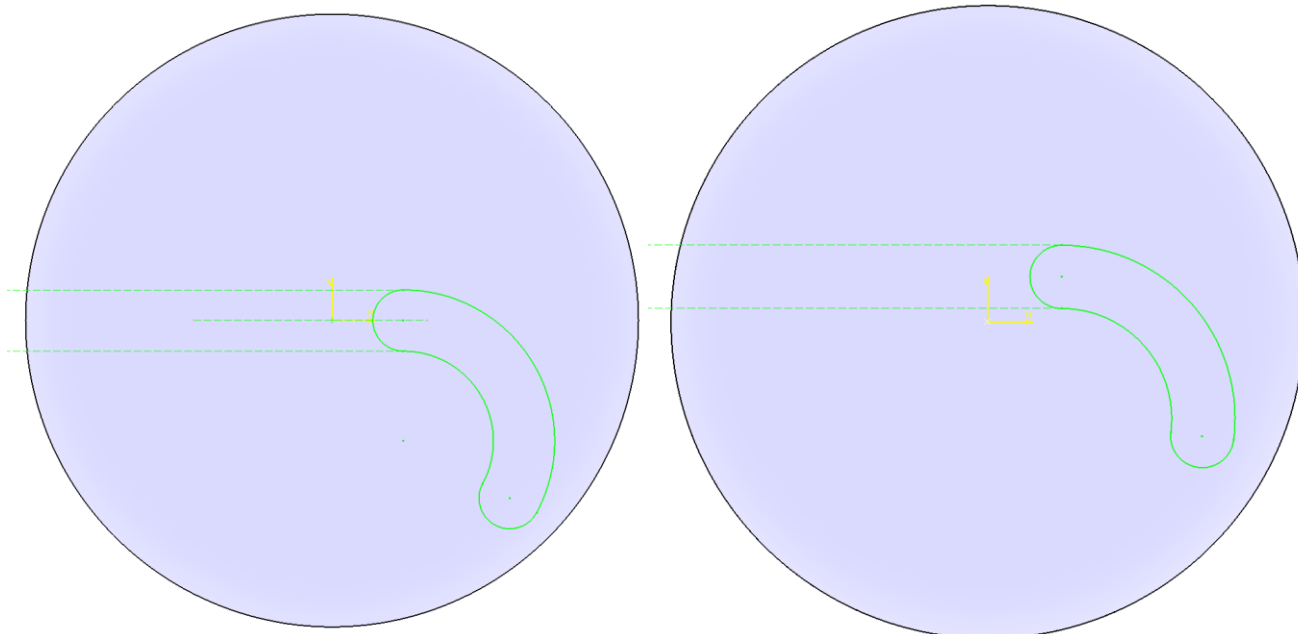
Velikost normálových sil $F_{N1} = F_{N2}$. Pro výpočet poměrné velikosti síly $F_{výsl}$ vzhledem k normálovým silám, byly zvoleny velikosti sil $F_{N1}=F_{N2}=1$.

$$F_{výsl} = \sqrt{1 + 1 - 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \cos(180 - 174,45^\circ)} \cdot F_{N1} \quad (32)$$

$$F_{výsl} = 0,09 \cdot F_{N1} = 0,09 \cdot F_{N2} \quad (33)$$

Velikost výsledné síly způsobující pohyb může klesnout až na 9% velikosti sil normálových, zatímco velikost sil od pasivních odporů se při volbě ocelových materiálů pohybuje i okolo 20%. Takto zvolené drážky tedy nejsou vhodné k danému účelu.

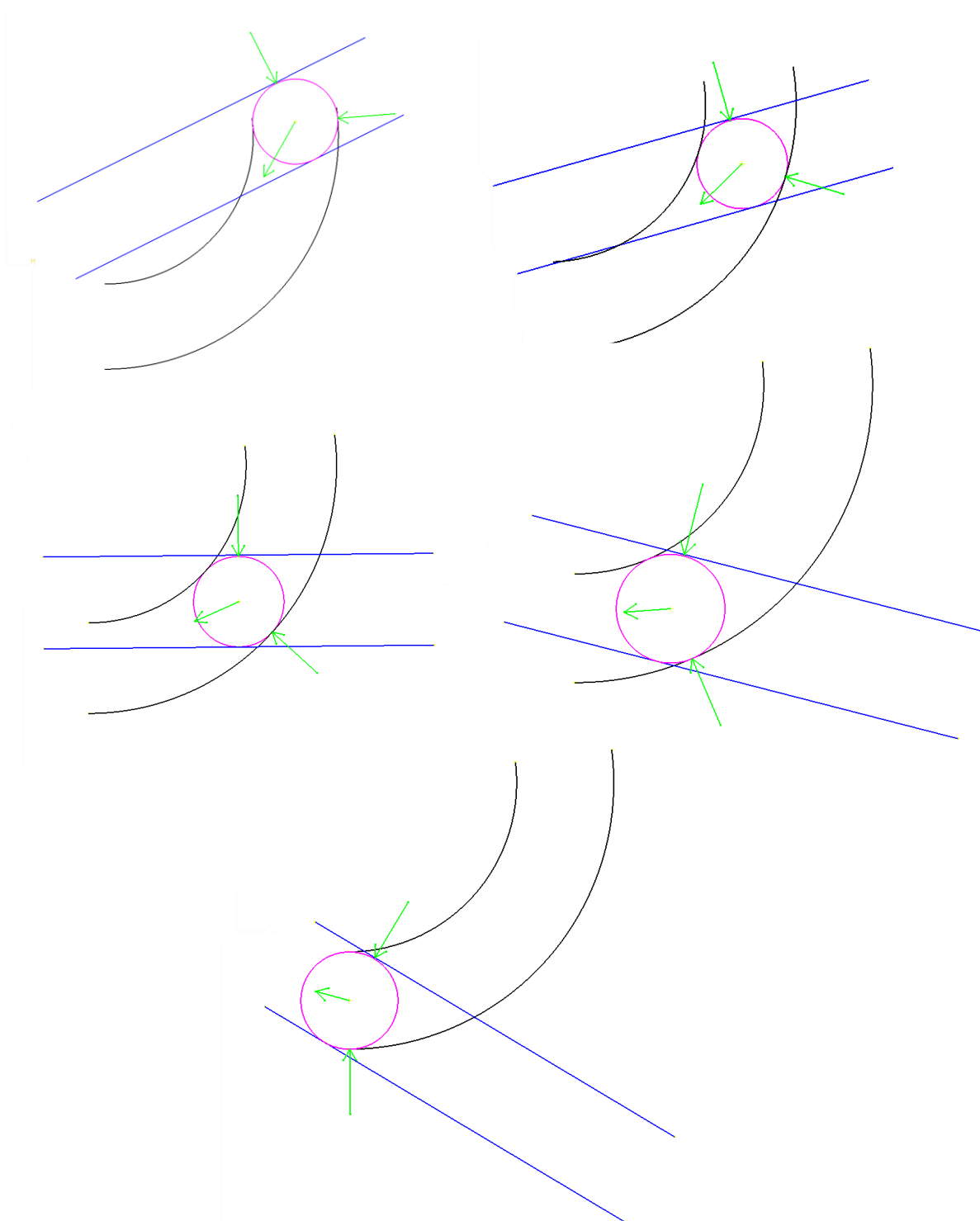
Z tohoto důvodu je nutné vhodnou volbou tvaru a umístění obloukové drážky zabezpečit různoběžnost drážek v každém momentě pohybu trnu. Toho bylo dosaženo umístěním obloukové drážky tak, že tečny vnitřního konce nesměřují do středu desky (obr. 42).



obr. 41: Nevhodný návrh umístění drážky

obr. 42: Vhodný návrh umístění drážky

Výsledky této optimalizace jsou vyobrazeny na obrázku číslo 43.



obr. 43: Silový rozbor v drážkách 2

Maximální úhel, který vůči sobě mohou normálové síly F_{N1} a F_{N2} svírat za takto zvolených podmínek je $\rho = 148,76^\circ$ a tudíž výsledná síla způsobující pohyb trnu vypočtená z kosinové věty v nejhorším možném případě:

$$F_{výsl} = \sqrt{F_{N1}^2 + F_{N2}^2 - 2 \cdot F_{N1} \cdot F_{N2} \cdot \cos(180 - \rho)} \quad (34)$$

Velikost normálových sil $F_{N1} = F_{N2}$. Pro výpočet poměrné velikosti síly $F_{výsl}$ vzhledem k normálovým silám, byly opět zvoleny velikosti sil $F_{N1}=F_{N2} = 1$.

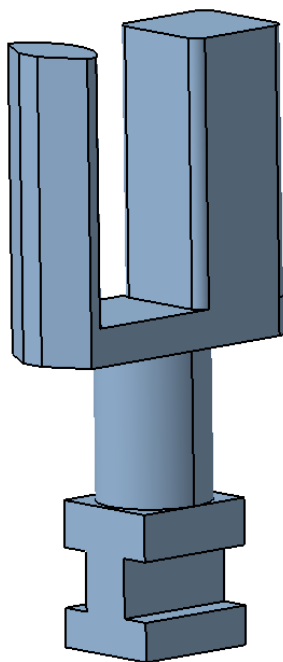
$$F_{výsl} = \sqrt{1 + 1 - 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \cos(180 - 148,76^\circ)} \cdot F_{N1} \quad (35)$$

$$F_{výsl} = 0,53 \cdot F_{N1} = 0,53 \cdot F_{N2} \quad (36)$$

Velikost výsledné síly způsobující pohyb je vždy minimálně 53% sil normálových, zatímco velikost sil od pasivních odporů se při volbě ocelových materiálů pohybuje do 20%, tudíž tento tvar vyhovuje svému účelu.

9.3 Upínací trny

Konstrukci upínacích trnů lze rozdělit na čtyři části. První je část využívaná pro samotné upínání pružin. Má průřez kruhové výseče (konkrétněji jedné třetiny kruhu) a to proto, aby při posunutí co nejvíce ke středu všechny tři trny společně vytvořily válec o průměru shodném s vnitřním průměrem nejmenší měřené pružiny.



obr. 44: Upínací trn

Druhá část slouží pro uchycení axiálních podpor a dorazu. Tato část má čtvercový průřez. Tento tvar zajišťuje správné natočení podpor a dorazu, a zároveň přenáší krouticí moment vyvolaný zkrucováním pružiny.

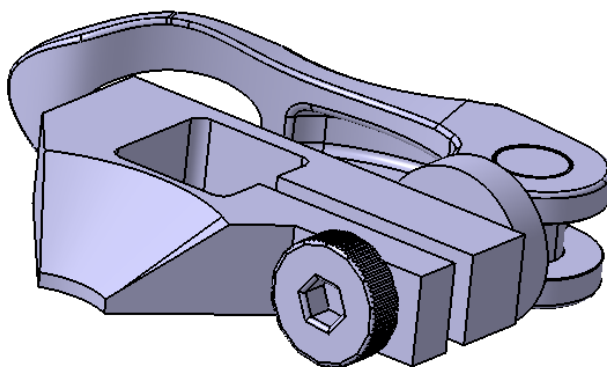
Poslední dvě části jsou umístěné v drážkách desek. Vrchní část je kruhového průřezu a to pro zajištění čarového styku s obloukovou drážkou a spodní část je průřezu nekruhového, aby zamezovala rotaci trnu. Shodně se spodní drážkou má tvar písmene I.

Jeden z upínacích trnů je na obrázku číslo 44.

9.4 Axiální podpory pružin

Pro co nejbližší přiblížení k situaci ve skutečném napínáku řemene je nutné zajistit axiální podporu pružiny. To je realizováno díly posouvajícími se po části upínacího trnu nahoru a dolů, pro pokrytí různého stoupání pružin. Funkční části těchto podpor mají tvar kuželové výseče, a to z důvodu upínání pružin s různým průměrem drátu. Díky tomuto kuželovému tvaru je pružina částečně podepírána i v radiálním směru zvenku pružiny. Axiální podpory budou vyrobeny z nelegované ušlechtilé oceli k zušlechťování C60.

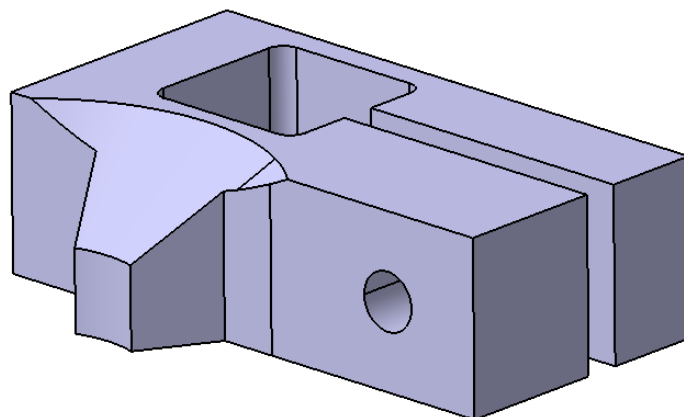
Po nastavení axiální podpory do správné výšky je její poloha zafixována pomocí rychloupínáku. Axiální podpora s rychloupínákem je na obrázku číslo 45.



obr. 45: Axiální podpora s rychloupínákem

9.5 Doraz

Doraz (obr. 46) je v podstatě modifikovaná axiální podpora. Má větší výšku, její funkční plocha je zúžená a na boku je zkosena tak, aby na ni dosedal konec pružiny na co největší ploše. Doraz slouží k zachycení reakce od kroutícího momentu při zkrucování pružiny. Tato součást bude stejně jako axiální podpory vyrobena z nelegované ušlechtilé oceli k zušlechťování C60.



obr. 46: Doraz

9.6 Rukojeť

Pro pohodlné nastavování upínacího průměru je k horní desce přimontována rukojeť. Bylo využito katalogové rukojeti pro úhlovou brusku.

9.7 Fixace desek proti pootočení

Po nastavení správného upínacího průměru musí být desky zafixovány proti vzájemnému pootočení. Toho je dosaženo pomocí tří upínek, jejichž upínací síla vyvolá třecí sílu mezi deskami, která musí být větší než síla, která se snaží deskami pootočit. Na obrázku číslo 47 je upínka DESTACO 227-U.



obr. 47: Upínka DESTACO 227-U (převzato z [41])

10 Návrhové a kontrolní výpočty

Následující text představuje provedené orientační výpočty k jednotlivým komponentám. Ve většině případů je realita zjednodušena, ale vždy tak, aby modelové zatížení bylo méně příznivé než ve skutečnosti. Touto cestou je konstrukce posouvána směrem k fakticky vyšší bezpečnosti.

10.1 Kombinované namáhání trnu

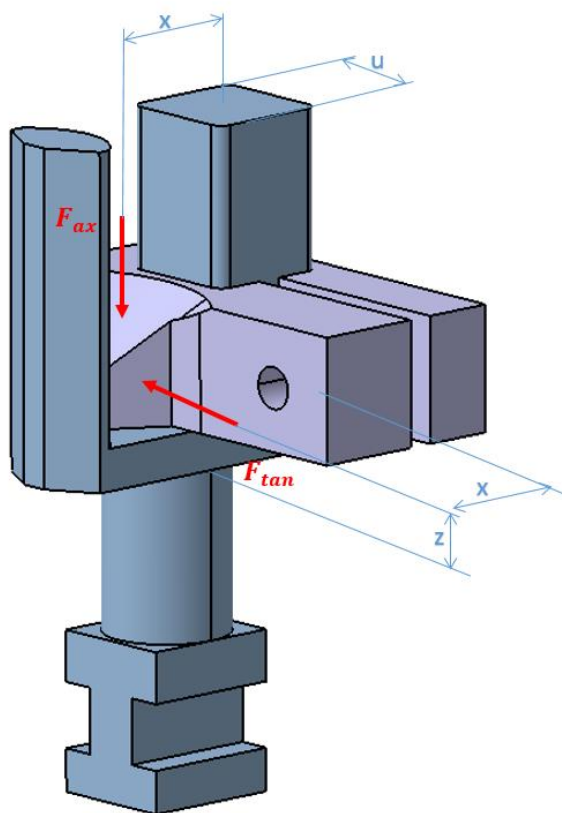
Trn, na kterém je namontovaný doraz je jednou z nejnamáhanějších součástí zařízení. Doraz je zatěžován axiální silou od pružiny a momentem zkrucování pružiny. Toto zatížení se díky pevnému spojení dorazu a trnu přenáší do trnu. Díky malé vůli mezi opěrnou částí trnu a horní plochou desky se ohybová reakce zachytí právě o horní desku a reakce od krutu se zachytí ve spodní drážce.

Maximální axiální síla od pružiny je 851 N. Ta se rovnoměrně rozdělí mezi všechny 3 trny. Maximální síla od pružiny v tangenciálním směru je menší než 2000 N. Pro výpočty byla zvolena síla právě 2000 N, kvůli možnému rozšíření výroby o pružiny, které jsou měřeny větší silou. Přehled parametrů je zanesen v tabulce číslo 2.

Jelikož jsou trny, na kterých je axiální podpora stejné jako ten, jenž nese doraz, stačí zkontrolovat pouze ten s dorazem. V ostatních trnech bude vždy menší napětí. Schématické znázornění zatěžování tohoto trnu je na obrázku číslo 48.

tab. 2: Přehled sil a rozměrů pro výpočet namáhání trnů

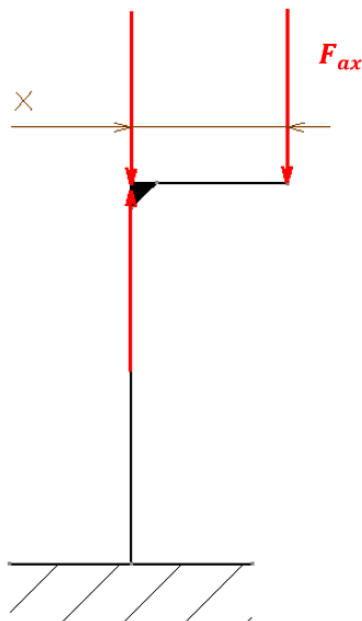
Parametr	Označení	Hodnota
Axiální síla působící na jednu podporu	F_{ax}	284 N
Tangenciální síla	F_{tan}	2000 N
Délka strany čtverce pro posouvání podpor	u	15 mm
Rameno síly od těžiště průřezu	x	18 mm
Vzdálenost tangenciální síly od místa opření	z	20 mm



obr. 48: Zatěžování trnu s dorazem

Zatížení axiální silou:

Po nahrazení axiální síly silovou dvojicí a silou posunutou do těžiště průřezu je možné vypočítat napětí ohybové a napětí tlakové. Nahrazení je na obrázku číslo 49.



obr. 49: Nahrazení axiální síly

Ohyb od axiální síly:

$$M_{o_{ax}} = F_{ax} \cdot x = 284 \cdot 18 \text{ N} \cdot \text{mm} = 5112 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (37)$$

$$W_o = \frac{u^3}{6} = \frac{15^3}{6} \text{ mm}^3 = 562,5 \text{ mm}^3 \quad (38)$$

$$\sigma_{o_{ax}} = \frac{M_{o_{ax}}}{W_o} = \frac{5112}{562,5} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = 9,09 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (39)$$

Ohybové napětí vyvolané axiální silou je $9,09 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

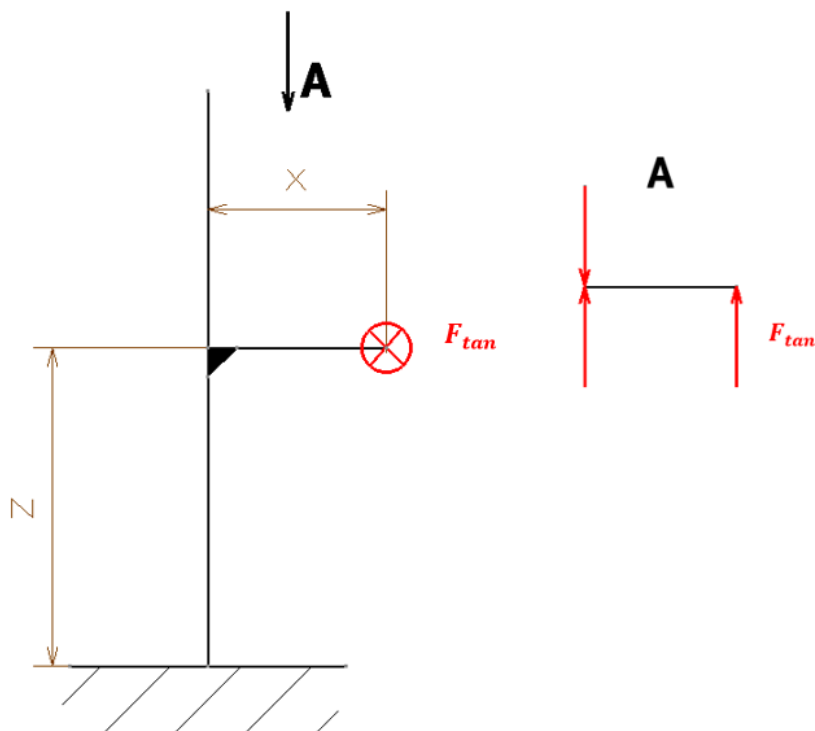
Tlak od axiální síly:

$$\sigma_d = \frac{F_{ax}}{S_t} = \frac{284}{15^2} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = 1,26 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (40)$$

Tlakové napětí vyvolané axiální silou je $1,26 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Zatížení tangenciální silou:

Tangenciální sílu lze nahradit silovou dvojicí a posouvající silou v těžišti průřezu. Zatížení od tangenciální síly se tak skládá z ohybu, krutu a smyku. Nahrazení je na obrázku číslo 50.



obr. 50: Nahrazení tangenciální síly

Kрут od tangenciální síly:

$$M_k = F_{tan} \cdot x = 2000 \cdot 18 \text{ N} \cdot \text{mm} = 36\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (41)$$

$$W_k = \varepsilon \cdot u^2 \cdot u = 0,20817 \cdot 15^2 \cdot 15 \text{ mm}^3 = 702,57 \text{ mm}^3 \quad (42)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{36\,000}{702,57} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = 51,24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (43)$$

Smykové napětí v krutu vyvolané tangenciální silou je $51,24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Součinitele pro tento přibližný výpočet s použitím W_k pro krut nekruhového průřezu vypočetl již Adhémar Jean Claude Barré de Saint-Venant a byl publikován v díle L. Navier, *Résumé des leçons...* (3. vydání z r. 1864, str. 362). Velikost součinitele je určena z velikosti poměru stran obdélníku. Přehled velikostí součinitele je uveden v tabulce číslo 3.

tab. 3: Součinitele pro výpočet modulu průřezu v krutu obdélníku (upraveno z [42])

u/v	ϵ	u/v	ϵ	u/v	ϵ
1,00	0,20817	1,50	0,23097	3,00	0,26720
1,10	0,21393	1,60	0,23433	3,50	0,27514
1,20	0,21920	1,75	0,23896	4,00	0,28166
1,25	0,22121	1,80	0,24042	5,00	0,29150
1,30	0,22315	2,00	0,24588	10,00	0,31232
1,40	0,22733	2,50	0,25759	∞	0,33333

V případě čtverce je poměr stran

$$\frac{u}{v} = 1$$

a tedy $\epsilon = 0,20817$. [42]

Ohyb od tangenciální síly:

$$M_{o_{tan}} = F_{tan} \cdot z = 2000 \cdot 20 \text{ N} \cdot \text{mm} = 40\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (44)$$

$$\sigma_{o_{tan}} = \frac{M_{o_{tan}}}{W_o} = \frac{40\,000}{562,5} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = 71,11 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (45)$$

Ohybové napětí vyvolané tangenciální silou je **$71,11 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$**

Smyk od tangenciální síly:

$$\tau_s = \frac{F_{tan}}{S_t} = \frac{2000}{15^2} N \cdot mm^{-2} = 8,89 N \cdot mm^{-2} \quad (46)$$

Smykové napětí vyvolané tangenciální silou je **8,89 N · mm⁻²**

Kombinované namáhání:

Pro výpočet redukovaného napětí bylo použito zjednodušení, které zanedbává tři nejmenší jednotlivá napětí, která jsou řádově nižší, než dvě největší. Dvěma největšími napětími jsou: smykové napětí od krutu a normálové napětí od ohybu. Obě tato namáhání jsou způsobena silou F_{tan} . Pro výpočet redukovaného napětí byla zvolena teorie maximálního smykového napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o_{tan}}^2 + (2 \cdot \tau_k)^2} \quad (47)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{71,11^2 + (2 \cdot 51,24)^2} N \cdot mm^{-2} \quad (48)$$

$$\sigma_{red} = 124,74 N \cdot mm^{-2} \quad (49)$$

$$\sigma_{kt} = 580 N \cdot mm^{-2} \quad (50)$$

$$k_{komb} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{580}{124,74} = 4,64 \quad (51)$$

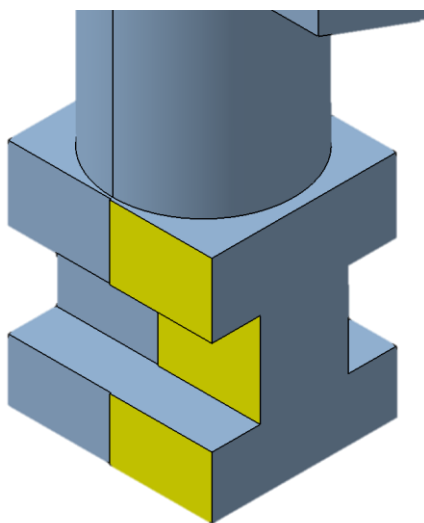
Pro tuto součást byl zvolen materiál: Nelegovaná ušlechtilá ocel k zušlechťování C60 s mezí kluzu $580 N \cdot mm^{-2}$

Tento přibližný model ukazuje, že při uvažování pouze dvou největších napětí nedosahuje redukované napětí ani jedné čtvrtiny meze kluzu. Tato úvaha tedy vede k závěru, že ani po započtení dalších třech složek se napětí k této mezi ani nepřiblíží a tento návrh je tedy bezpečně využitelný.

10.2 Kontaktní tlaky ve spodní drážce

Jak již bylo zmíněno výše, spodní drážka zachytává reakci od krutu a je tedy nutné ji zkontrolovat na otláčení. Ve spodní drážce se tm opře žlutě zvýrazněnými místy na obrázku číslo 51 (středově souměrně i zezadu trnu).

Otláčení spodní drážky:



obr. 51: Plocha na kterou působí kontaktní tlak

Velikost kontaktní plochy:

$$S_{kont} = 323 \text{ mm}^2 \quad (52)$$

(53)

Pro vyšší bezpečnost je plocha zredukována na 75% skutečné, a to z důvodu možné nepřesnosti výroby.

$$S_{red} = S_{kont} \cdot 0,75 = 323 \cdot 0,75 \text{ mm}^2 = 242,25 \text{ mm}^2 \quad (54)$$

Z kroutícího momentu byla vypočtena síla F_{kont} , která způsobuje kontaktní tlak ve spodní drážce. Tato síla je největší síla, která bude na zatěžovanou plochu působit,

protože je to síla na nejmenším ramenu. Síla na zbytku plochy bude vždy menší, takže i tlak bude v ostatních místech menší. Pro přiblížení se k realitě tento jednoduchý model stačí a jeho využití je bezpečnější.

$$F_{kont} = \frac{M_k}{c} = \frac{36\,000}{3,5} N = 10\,285,72 N \quad (55)$$

Z kontaktní síly a redukované plochy byl určen kontaktní tlak, který byl porovnán s dovoleným kontaktním tlakem:

$$p = \frac{F_{kont}}{S_{red}} = \frac{10\,285,72}{242,25} MPa = 42,46 MPa \quad (56)$$

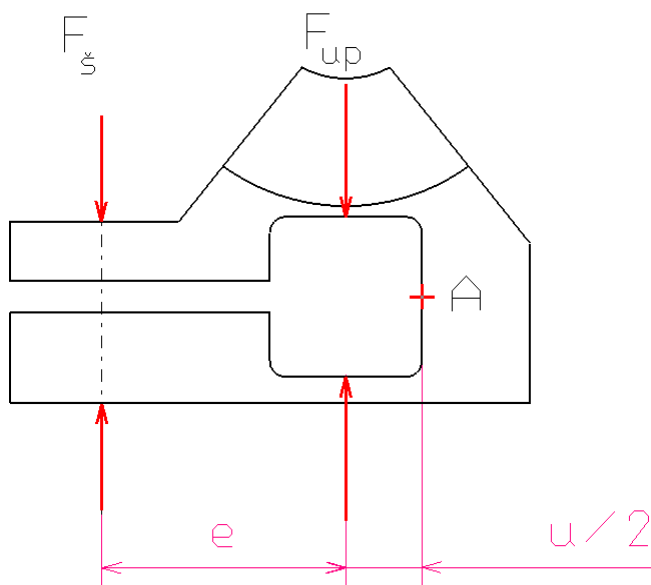
$$p = 42,46 MPa \leq p_d = 120 MPa [29] \quad (57)$$

$$\frac{p_d}{p} = \frac{120}{42,46} = k_p = 2,82 \quad (58)$$

Kontaktní tlak je menší, než maximální dovolený kontaktní tlak p_d , který byl převzat z dovoleného napětí na otlacení drážkového spojení dle Boháčka [29]. Vůči tomuto tlaku je hodnota bezpečnosti $k_p = 2,82$. Prezentovaná hodnota bezpečnosti dokumentuje, že zvolené konstrukční řešení je při použití odpovídajících materiálů s odpovídajícím chemicko-tepelným zpracováním bezpečné a může být dobře funkční.

10.3 Svěrný spoj

Pro zajištění polohy axiálních podpor a dorazu na trnech je využito svěrných spojů s excentrem, tzv. rychloupínáků. Jejich utažením je vyvoláno tření mezi axiální podporou nebo dorazem a trnem. Je nutné vypočítat potřebnou upínací sílu, aby axiální síla od pružiny nedokázala podporu nebo doraz posunout. Postup výpočtu byl převzat z literatury [29].



obr. 52: Schéma pro výpočet svěrného spoje

Třecí síla pod podporou F_t musí být větší, než zatěžovací axiální síla od pružiny F_{ax} :

$$F_t \geq F_{ax} \quad (59)$$

$$F_t \geq 284 \text{ N} \quad (60)$$

Třecí síla F_t je vypočtena ze síly normálové F_{up} a součinitele tření f_{at} , který byl pro třecí dvojici ocel – ocel zvolen 0,1 [29] :

$$F_{up} \cdot f_{at} \geq 284 \text{ N} \quad (61)$$

$$F_{up} \cdot 0,1 \geq 284 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{up} \geq 2840 \text{ N} \quad (63)$$

Z normálové síly je možné pomocí momentové rovnice k bodu A (obr. 52) dopočítat sílu ve šroubu rychloupínáku:

$$F_{\text{s}} \cdot \left(e + \frac{u}{2}\right) \geq F_{up1} \cdot \frac{u}{2} \quad (64)$$

$$F_{\text{s}} \cdot (24,1 + 7,5) \geq 2840 \cdot 7,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (65)$$

$$F_{\text{s}} \geq 674,1 \text{ N} \quad (66)$$

Potřebná síla ve šroubu rychloupínáku je **674,1 N**.

Šroub rychloupínáku je velikosti M5 a pevnostní třídy 8.8. Dovolené napětí pro tento typ šroubu je $\sigma_{D\text{šroub}} = 0,7 R_e$.

$$\sigma_{\text{šroub}} = \frac{F_{\text{s}}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{674,1}{\frac{\pi \cdot 4,387^2}{4}} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = 44,60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (67)$$

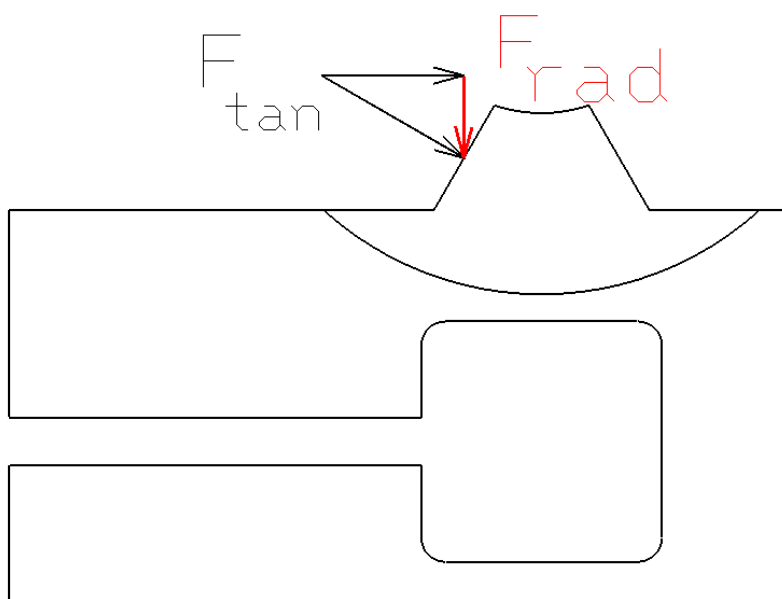
$$\sigma_{D\text{šroub}} = 0,7 \cdot 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = 448 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (68)$$

$$k_{\text{šroub}} = \frac{\sigma_{D\text{šroub}}}{\sigma_{\text{šroub}}} = \frac{448}{44,6} = 10,04 \quad (69)$$

Napětí ve šroubu je tedy menší než dovolené, a to s bezpečností 10,04. Tento koeficient bezpečnosti ukazuje, že při použití zvoleného šroubu je toto konstrukční řešení bezpečné a může být dobře funkční.

10.4 Tření desek o sebe – upínky

Aby trny zůstaly po upnutí pružiny ve správné pozici, je nutné zaaretovat desky proti pootočení vůči sobě. Toho je dosaženo pomocí upínek, které mezi deskami vyvozují tření. Složka tangenciální síly od pružiny, která působí ve směru spodní drážky F_{rad} se snaží trny posunout. Rozklad tangenciální síly je na obrázku číslo 53.



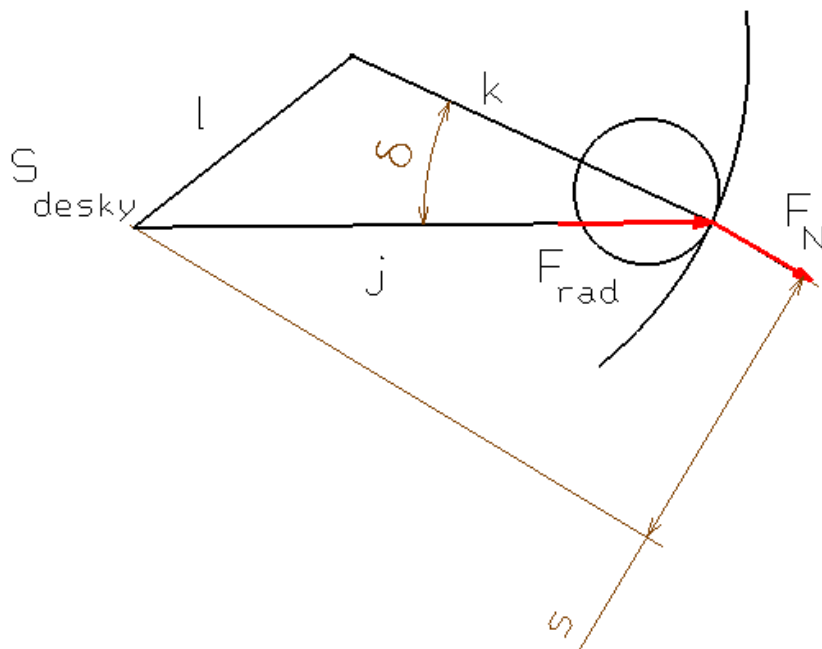
obr. 53: Rozklad tangenciální síly

$$F_{rad} = F_{tan} \cdot \sin 30^\circ \quad (70)$$

$$F_{rad} = 2000 \cdot \sin 30^\circ \text{ N} \quad (71)$$

$$F_{rad} = 1000 \text{ N} \quad (72)$$

Tato síla působí na obloukovou drážku a její normálová složka F_N vytváří moment, který otáčí horní deskou oproti spodní. Tento moment je závislý na úhlu delta, pod kterým působí síla na tečnu obloukové drážky a na vzdálenosti působíště od středu s.



obr. 54: Schéma pro výpočet maximálního momentu

Pro správné nadimenzování upínací síly bylo nutné zjistit maximum tohoto momentu. Jelikož je tento moment závislý na dvou proměnných, byl vytvořen vztah určující jejich vzájemnou závislost vycházející z kosinové věty a určeno rameno s , na kterém působí síla F_N . Schéma pro výpočet maximálního momentu je vyobrazeno na obrázku číslo 54.

$$\delta = \arccos\left(\frac{l^2 - j^2 - k^2}{-2 \cdot j \cdot k}\right) \quad (73)$$

$$\delta = \arccos\left(\frac{28,722^2 - 41,06^2 - j^2}{-2 \cdot 41,06 \cdot j}\right) \quad (74)$$

$$s = j \cdot \sin \delta \quad (75)$$

Velikost normálové síly F_N :

$$F_N = F_{rad} \cdot \cos \delta \quad (76)$$

$$F_N = 1000 \cdot \cos \delta \quad (77)$$

a momentu, který roztáčí horní desku vůči spodní:

$$M_{ot} = F_N \cdot s \quad (78)$$

$$M_{ot} = F_{rad} \cdot \frac{l^2 - j^2 - k^2}{-2 \cdot j \cdot k} \cdot j \cdot \sin \left(\arccos \left(\frac{l^2 - j^2 - k^2}{-2 \cdot j \cdot k} \right) \right) \quad (79)$$

$$\{M_{ot}\} = 1000 \cdot \frac{28,783^2 - 41,06^2 - j^2}{-2 \cdot 41,06 \cdot j} \cdot j \cdot \sin \left(\arccos \left(\frac{28,783^2 - 41,06^2 - j^2}{-2 \cdot 41,06 \cdot j} \right) \right) \quad (80)$$

Pro nalezení extrémů byl tento moment zderivován podle j :

$$\frac{d(M_{ot})}{dj} = \frac{-0,00541719 \cdot j^6 + 16,6129 \cdot j^4 - 1327,65 \cdot j^2 + 1,13841 \cdot 10^6}{j^3 \sqrt{0,745699 - 0,000148287 \cdot j^2 - \frac{109,027}{j^2}}} = 0 \quad (81)$$

Tato rovnice má několik řešení:

$$j_1 = -54,8494 \text{ mm}$$

$$j_2 = -12,1124 - 10,8437i \text{ mm}$$

$$j_3 = -12,1124 + 10,8437i \text{ mm}$$

$$j_4 = 12,1124 - 10,8437i \text{ mm}$$

$$j_5 = 12,1124 + 10,8437i \text{ mm}$$

$$j_6 = 54,8494 \text{ mm}$$

Jediným kladným reálným a tedy přijatelným řešením je $j_6 = 54,8494 \text{ mm}$.

Druhá derivace:

$$\frac{d^2(M_{ot})}{dj^2} = \frac{-0,0108344 \cdot j^{10} + 81,7252 \cdot j^8 - 96818,7 \cdot j^6 + 1,3199 \cdot 10^7 \cdot j^4 + 1,71744 \cdot 10^{10} \cdot j^2 - 1,67402 \cdot 10^{12}}{j^4(j^4 - 5028,76 \cdot j^2 + 735243) \sqrt{0,745699 - 0,000148287 \cdot j^2 - \frac{109,027}{j^2}}}$$

(82)

Dosazení řešení $j_6 = 54,8494$ mm:

$$\begin{aligned} & \frac{-0,0108344 \cdot 54,8494^{10} + 81,7252 \cdot 54,8494^8 - 96818,7 \cdot 54,8494^6 + 1,3199 \cdot 10^7 \cdot 54,8494^4}{54,8494^4(54,8494^4 - 5028,76 \cdot 54,8494^2 + 735243) \sqrt{0,745699 - 0,000148287 \cdot 54,8494^2 - \frac{109,027}{54,8494^2}}} \\ & + \frac{1,71744 \cdot 10^{10} \cdot 54,8494^2 - 1,67402 \cdot 10^{12}}{54,8494^4(54,8494^4 - 5028,76 \cdot 54,8494^2 + 735243) \sqrt{0,745699 - 0,000148287 \cdot 54,8494^2 - \frac{109,027}{54,8494^2}}} \\ & = -62,78 < 0 \end{aligned}$$

Druhá derivace je po dosazení řešení j_6 menší než nula, tudíž je v bodě j_6 maximum a maximální moment se tedy rovná:

$$\{M_{ot}\} = 1000 \cdot \frac{28,783^2 - 41,06^2 - 54,8494^2}{-2 \cdot 41,06 \cdot 54,8494} \cdot 54,8494 \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{28,783^2 - 41,06^2 - 54,8494^2}{-2 \cdot 41,06 \cdot 54,8494}\right)\right)$$

(83)

$$M_{ot} = 24\,158,32 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(84)

Pro udržení horní desky v klidu vůči spodní desce je nutné, aby upínací moment M_{up} byl větší než moment M_{ot} .

$$M_{up} \geq M_{ot} \tag{85}$$

$$F_{up2} \cdot f \cdot t \cdot q \geq M_{ot} \tag{86}$$

$$F_{up2} \cdot 0,1 \cdot t \cdot q \geq 24\,158,32 \text{ N} \cdot \text{mm} \tag{87}$$

Pro upínání byly zvoleny upínky Destaco 227-U s maximální upínací silou $F_{up2} = 2\,200\text{ N}$. Upínací poloměr t byl zvolen 65 mm, tudíž poslední neznámou je počet upínek q .

$$2\,200 \cdot 0,1 \cdot 65 \cdot q \geq 24\,158,32\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (88)$$

$$q \geq \frac{24\,158,32}{2\,200 \cdot 0,1 \cdot 65} = 1,69 \text{ upínky} \rightarrow \text{mohou být použity 2 upínky} \quad (89)$$

Přesto, že k zajištění horní desky stačí použít dvě upínky, budou použity tři a to kvůli rovnováze upínacích sil, které by jinak mohly desku naklápět. Tyto tři upínky budou umístěny po 120° do míst, kde nehrozí kolize s jinou součástí zařízení.

Výpočty v této kapitole byly realizovány numericky, pomocí výpočtového softwaru WolframAlpha.

10.5 Polygonový spoj

Doraz zatěžovaný tangenciální silou od pružiny je proti otočení zajištěn pomocí čtyřhranného polygonového spoje. Postup výpočtu byl převzat z literatury [29]

Spoj je zatěžován kroutícím momentem:

$$M_k = 36\,000\text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výpočet průměru kružnice vepsané do profilu:

$$d_{polyg} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 36\,000}{\pi \cdot 174}}\text{ mm} = 10,17\text{ mm} \rightarrow \text{volba } d_{polyg} = 15\text{ mm} \quad (90)$$

Minimální tloušťka náboje:

$$o = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{M_k}{\sigma_{Dt} \cdot b_p}} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{36000}{290 \cdot 15}} \text{ mm} = 2,02 \text{ mm}, \quad (91)$$

kde b_p je šířka náboje.

Výpočet kontaktního tlaku ve spoji, který je navýšen o bezpečnostní součinitel k_n , který zohledňuje nepřesnosti výroby, možné deformace hřídele nebo vřele a porovnání s dovoleným tlakem, převzatým z drážkového spojení a výpočet bezpečnosti:

$$p_{max} = \frac{12 \cdot M_k \cdot k_n}{l_{polyg} \cdot (a_{polyg} - f_{polyg})^2 \cdot z_{polyg}} = \frac{12 \cdot 36\,000 \cdot 1,3}{15 \cdot (15 - 1,5)^2 \cdot 4} \text{ MPa} = 51,36 \text{ MPa} \quad (92)$$

$$p_{max} = 51,36 \text{ MPa} \leq p_D = 70 \text{ MPa}, \quad (93)$$

kde l_{polyg} je délka spoje, a_{polyg} je šířka funkční plochy polygonu, f_{polyg} je šířka zkosení nebo zaoblení a z_{polyg} je počet stran polygonu.

$$k_{polyg} = \frac{p_D}{p_{max}} = \frac{70}{51,36} = 1,36 \quad (94)$$

Kontaktní tlak v polygonovém spoji je menší než tlak dovolený, a to s bezpečností 1,36. Tato hodnota koeficientu bezpečnosti dokazuje, že při použití odpovídajících materiálů, popřípadě chemicko-tepelného zpracování je tento konstrukční návrh bezpečný a může být dobře funkční.

10.6 Připojovací šrouby

Spodní kruhová deska je připevněna k desce se standardizovanými připevňovacími otvory pro měření na hysterezní stanici. Toto spojení bude realizováno šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Nejvyšší namáhání těchto šroubů je v nastavení pro měření pružiny s největším vnitřním průměrem, při zatěžování maximální tangenciální silou $F_{tan} = 2000 \text{ N}$. V této poloze je rameno síly pro rotaci desek 52 mm, tedy:

$$M_{kšrouby} = F_{tan} \cdot 52 \quad (95)$$

$$M_{kšrouby} = 2000 \cdot 52 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (96)$$

$$M_{kšrouby} = 104\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} = 104 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (97)$$

Tyto šrouby budou umístěny na roztečné kružnici o průměru 100 mm, takže síla kolmá na osu šroubu má velikost:

$$F_k = \frac{M_{kšrouby}}{50} = \frac{104\,000}{50} \text{ N} = 2080 \text{ N} \quad (98)$$

a osová síla ve šroubu pro silovou rovnováhu:

$$F_o = \frac{F_k}{f} = \frac{2080}{0,1} \text{ N} = 20800 \text{ N} \quad (99)$$

Pro souměrnost bylo zvoleno použití třech šroubů. Síla v jednom upevňovacím šroubu je tedy:

$$F_{o1} = \frac{F_o}{3} = \frac{20800}{3} \text{ N} = 6934 \text{ N} \quad (100)$$

Návrh průměru šroubu:

Dovolené napětí pro šrouby pevnostní třídy 8.8 je $\sigma_{Dšroub} = 0,7 \cdot R_e$.

$$\sigma_s = \frac{F_{o1}}{S'_3} \leq 0,7 \cdot R_e \quad (101)$$

$$\frac{6934 \text{ N}}{S'_3} \leq 0,7 \cdot 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (102)$$

$$S'_3 \geq \frac{6934}{0,7 \cdot 640} \text{ mm}^2 = 15,48 \text{ mm}^2 \quad (103)$$

$$S'_3 = \frac{\pi \cdot d'^2_3}{4} \quad (104)$$

$$d'_3 = \sqrt{\frac{S'_3 \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{15,48 \cdot 4}{\pi}} \text{ mm} = 4,44 \text{ mm} \quad (105)$$

$$d_3 \geq d'_3 = 4,44 \text{ mm} \quad (106)$$

Pro splnění této podmínky by stačil šroub se závitem M6, kde $d_3 = 4,773 \text{ mm}$. Pro vyšší bezpečnost byly zvoleny šrouby se závitem M8, kde $d_3 = 6,466$.

Pro tento šroub je tahové napětí:

$$\sigma_s = \frac{F_{o1}}{S_3} = \frac{6934}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = 244,17 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (107)$$

Šroub je oproti návrhovému výpočtu namáhán ještě krutem od momentu v závitech:

$$\tau_s = \frac{M_{ku}}{W_{ks}} = \frac{F_{o1} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma_z + \varphi')}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{6934 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \text{tg}(3,17 + 0,14)}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (108)$$

$$\tau_s = 27,16 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (109)$$

Z kombinace tahu a krutu šroubu je vypočteno redukované napětí:

$$\sigma_{red_s} = \sqrt{\sigma_s^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{244,17^2 + 4 \cdot 27,16^2} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (110)$$

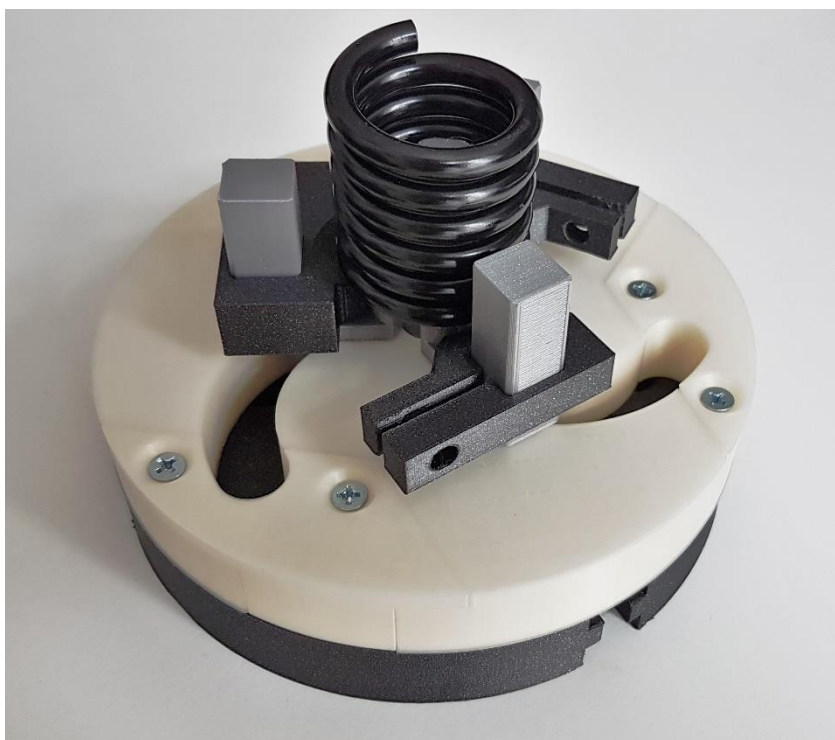
$$\sigma_{red_s} = 250,14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (111)$$

$$k_{spoj} = \frac{Re}{\sigma_{red_s}} = \frac{640}{250,14} = 2,55 \quad (112)$$

Prezentovaný součinitel bezpečnosti 2,55 ukazuje, že takto navržený šroubový spoj je pro tento účel bezpečně využitelný.

11 Prezentace prototypu

Po navržení zařízení byl vytvořen plastový prototyp na 3D tiskárně, který byl prezentován u zadavatele. Tisk byl realizován technologií FDM. Foto tohoto prototypu neosazeného kupovanými komponenty je na obrázku číslo 55.



obr. 55: Prototyp vytištěný na 3D tiskárně (z archivu autora)

12 Technicko-ekonomické zhodnocení zařízení

Veškeré součásti přípravku byly navrhovány s ohledem na výrobní možnosti nástrojárny ve společnosti Mubea spol. s r.o. Z toho důvodu není nutné počítat náklady na zajištění výroby. Související náklady jsou tak dané především cenou materiálu, cenou nakupovaných dílů a jejich dopravy. Uvedené ceny jsou orientační.

tab. 4: Přehled nákladů

Položka	Cena
Materiál pro desky	250,- Kč
Materiál pro upínací trny	75 ,- Kč
Materiál pro axiální podpory a doraz	30 ,- Kč
Upínky	1167,- Kč
Rychloupínáky	552,- Kč
Rukojeť pro úhlovou brusku	70,- Kč
Drobný spojovací materiál	50,- Kč
Cena dopravy	450,- Kč
SUMA	2644,- Kč

Celkové náklady na výrobu tohoto přípravku jsou přibližně 2644,-Kč. Uvedené náklady byly zadavatelem vyhodnoceny s ohledem na přínos přípravku pro zvýšení kvality výroby a zrychlení procesu testování vyrobených pružin jako plně vyhovující.

13 Závěr

V této diplomové práci byl proveden teoretický rozbor procesu výroby pružin se zaměřením na pružiny vinuté válcové, namáhané torzně, jelikož především jich se tato diplomová práce týká. Dále byl proveden rozbor vlastností třecích řemenových převodů a způsobů jejich napínání se zvláštním důrazem na napínání napínací kladkou v moderním provedení, neboli automatickým systémem napínání řemene. Také byly popsány jednotlivé typy produktů společnosti Mubea spol. s r.o. a byl proveden rozbor současného stavu výroby vinutých pružin v této společnosti.

Po specifikaci požadavků na zařízení byly vytvořeny konstrukční návrhy pro jednu část přípravku. Jeden z těchto návrhů, konkrétně návrh D, byl vybrán a následně rozpracován do finální podoby. Dále byly provedeny návrhové a kontrolní výpočty pro nejhorší možné případy zatěžování.

Veškerá technická dokumentace spolu s prototypem byla předána zadavateli.

14 Seznam použité literatury

- [1] Mubea, „Fakta a čísla,“ [Online]. Dostupné z::
<https://www.mubea.com/cz/company/facts-and-figures/>. [Cit. 8. 1. 2019].
- [2] Mubea, „O skupině Mubea,“ [Online]. Dostupné z::
<https://www.pracemubea.cz/skupina-mubea/>. [Cit. 8. 1. 2019].
- [3] Mubea, „Struktura společnosti,“ [Online]. Dostupné z::
<https://www.mubea.com/cz/company/corporate-structure/>. [Cit. 8. 1. 2019].
- [4] BOLEK, Alfréd a KOCHMAN, Josef. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989.
- [5] MITCalc, „Výpočet pružin,“ [Online]. Dostupné z::
<http://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springs.htm>. [Cit. 5. 2. 2019].
- [6] HOSNEDL, Stanislav. Obecné strojní části 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012.
- [7] JeepParts.sk, „Vinutá pružina,“ [Online]. Dostupné z::
<https://eshop.jeepparts.sk/cs/catalog/dodge/79/lx-charger/132/coil-springs/224833/>. [Cit. 6. 5. 2019].
- [8] Coilingtech, „How springs are made,“ [Online]. Dostupné z::
<https://www.coilingtech.com/blog/how-springs-are-made/>. [Cit. 5. 2. 2019].
- [9] HALL, Loretta. „Springs,“ [Online]. Dostupné z::
<http://www.madehow.com/Volume-6/Springs.html>. [Cit. 6. 2. 2019].
- [10] Acxesspring, „Springs Manufacturing,“ [Online]. Dostupné z::
<https://www.acxesspring.com/springs-manufacturing.html>. [Cit. 5. 2. 2019].
- [11] Thomas Publishing Company, „How Springs Are Made,“ [Online]. Dostupné z::
<https://www.thomasnet.com/articles/machinery-tools-supplies/how-are-springs-made>. [Cit. 6. 2. 2019].
- [12] ČERNOCH, Svatopluk. Strojně technická příručka, 12. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1968.
- [13] BLAŽEK, Václav. Pružiny a svazky pružnic, Praha: SNTL, 1953.
- [14] Novoprecision, „Wire Straightening Theory & Practice,“ [Online]. Dostupné z::
http://www.novoprecision.com/Customer-Content/www/products/Files/Straightening_Tips-1.pdf. [Cit. 8. 2. 2019].
- [15] PATEL, Ashvin S. „A review on innovation of wire straightening cutting machine“ [online] *International Journal of Engineering Science and Technology*, 5. 2011 [cit. 16.3.2019]
- [16] Cometo, „S150 wire straightener,“ [Online]. Dostupné z::
https://cometo.ws/portfolio_item/s150-wire-straightener/#prettyPhoto. [Cit. 12. 2. 2019].
- [17] „Coiling of Springs,“ [Online]. Dostupné z::
<https://encyclopedia2.thefreedictionary.com/Coiling+of+Springs>. [Cit. 12. 2. 2019].

- [18] Whitelegg, „1.6 mm 5-axis Spring Coiling Machine,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.whitelegg.com/products/wire-forming/spring-and-wireform-machinery/1-6-mm-5-axis-spring-coiling-machine>. [Cit. 12. 2. 2019].
- [19] LUX, Ruediger KLETZIN, Ulf a BEYER, Philipp „Optimised heat treatment during wire and spring manufacture,“ 16 9 2011. [Online]. Dostupné z: https://www.db-thueringen.de/servlets/MCRFileNodeServlet/dbt_derivate_00024682/ilm1-2011iwk-070.pdf. [Cit. 15. 2. 2019].
- [20] J. Pluhař, Nauka o materiálech, Praha: SNTL, 1989.
- [21] MAREK, Vladimír. „Technologie tryskání jako konečná úprava povrchu (kuličkování),“ [Online]. Dostupné z: http://www.techpark.sk/technika-9102014/Prvni_tousenska_povrchove_upravy_tryskani_casopis_Technika [Cit. 18. 2. 2019].
- [22] SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles a BUDYNAS, Richard. Konstruování strojních částí, Brno: VUTUM, 2010.
- [23] RAČEK, Mário. „Povrchová úprava,“ [Online]. Dostupné z: http://www.pruziny-velka.cz/povrchova_uprava.php. [Cit. 20. 2. 2019].
- [24] MÁLIK, Ladislav a MEDVECKÝ, Štefan. Časti a mechanizmy strojov, Žilina: Žilinská univerzita, 2003.
- [25] Mubea akademie, Belt Tension System, 2013.
- [26] ČSN EN 13906-3. Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 3: Zkrutné pružiny, Evropský výbor pro normalizaci, 2014.
- [27] Mecmesin, „Helixa-i,“ [Online]. Dostupné z: <https://beta.mecmesin.com/software-controlled-torque-systems/precision-automated-torque-tester>. [Cit. 20. 2. 2019].
- [28] Mecmesin, „Customised Torque Testing Applications,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.mecmesin.com/Transport-Capability-Statements/Torque-Testing-Products/Customised-Torque-Testing-Applications/>. [Cit. 20. 2. 2019].
- [29] BOHÁČEK, František. Části a mechanizmy strojů I, Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1984.
- [30] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. Strojní části 2, Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity, 1998.
- [31] KRÁTKÝ, Jaroslav a HOSNEDL, Stanislav. Příručka strojního inženýra, Praha: Computer Press, 1999.
- [32] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanizmy strojů, Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999.
- [33] KRÁL, Štefan a kol., Části a mechanizmy strojov, Bratislava: STU, 2002.
- [34] KRÍŽ, Rudolf. Strojírenská příručka, Praha: SCIENTA, spol. s.r.o., 1995.
- [35] Forbo, „Flat Belts,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.forbo.com/movement/en-jp/products/flat-belts/p0dnqv>. [Cit. 2. 3. 2019].
- [36] JANČÍK, Luděk a ZÝMA, Jiří. Části a mechanizmy strojů, Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004.
- [37] MEDVECKÝ, Štefan a kol. Základy Konštruovania, Žilina: EDIS, 1999.

- [38] Contitech, „Multiple V belts,“ [Online]. Dostupné z:: <https://www.contitech.de/en-GL/Industries/Aerospace/drive-belts/Multiple-V-belts>. [Cit. 3. 1. 2019].
- [39] C. T. Ltd., „Uniform conveying of small unstable products,“ [Online]. Dostupné z:: http://www.conveyortechltd.com/round_belt.htm. [Cit. 5. 4. 2019].
- [40] Mubea, „Systémy napínání řemenu,“ [Online]. Dostupné z:: <https://www.mubea.com/cz/products-technologies/automotive/motor/systemy-napinani-remenu/>. [Cit. 6. 5. 2019].
- [41] „DE-STA-CO 227-U,“ [Online]. Dostupné z:: <https://www.amazon.com/STA-CO-227-U-Horizontal-Hold-Down-U-Shaped/dp/B000FMX1V8>. [Cit. 20. 5. 2019].
- [42] KOVÁŘ, Anselm. Theorie kroucení, Praha: ČSAV, 1954.

15 Seznam obrázků

obr. 1: Logo společnosti	3
obr. 2: Typické charakteristiky pružin	6
obr. 3: Pružina podvozku Dodge Magnum	6
obr. 4: Kladková rovnačka drátu	8
obr. 5: Pracovní prostor CNC navíjecího automatu	9
obr. 6: Tvary ramen válcových zkrutných pružin	12
obr. 7: Zkrutná válcová pružina	14
obr. 8: Trn pro měření torzní tuhosti pružin	15
obr. 9: Přístroj pro měření torzního momentu Mecmesin Helixa-i	15
obr. 10: Schéma řemenového převodu	17
obr. 11: Geometrické poměry řemenového převodu	18
obr. 12: Silové poměry na řemenovém převodu 1	20
obr. 13: Silové poměry na řemenovém převodu 2	21
obr. 14: Řemenový převod s plochým řemenem	23
obr. 15: Řez klínovým řemenem	24
obr. 16: Polyklínový řemen	24
obr. 17: Řemenový převod s řemenem kruhového průřezu	25
obr. 18: Napínání řemenu napínací kladkou	26
obr. 19: Napínání řemenu pomocí naklopení motoru	26
obr. 20: Řez napínákem řemenu	28
obr. 21: Schéma napínáku „Long arm“	28
obr. 22: Schéma napínáku „Short arm“	29
obr. 23: Schémata napínáků E3 a E3D	30
obr. 24: Schémata napínáků E4+ a E4	31
obr. 25: Schéma napínáku E5	32
obr. 26: Napínák E8	33
obr. 27: Řemenový převod motoru se systémem Start-Stop napínaný konvenčním napínákem	34
obr. 28: Napínák DAT	34
obr. 29: Navíjecí CNC stroj Wafios FUL 86	36
obr. 30: Plynová průběžná pec	37
obr. 31: Tryskač používaný pro kuličkování pružin	37
obr. 32: 3D model původního přípravku	38
obr. 33: Konstrukční návrh A	41
obr. 34: Konstrukční návrh B	42
obr. 35: Konstrukční návrh C	43
obr. 36: Konstrukční návrh D	44
obr. 37: 3D model přípravku s popisky dílů	45
obr. 38: Spodní deska	46
obr. 39: Horní deska	47
obr. 40: Silový rozbor v drážkách 1	48
obr. 41: Nevhodný návrh umístění drážky	50
obr. 42: : Vhodný návrh umístění drážky	50
obr. 43: Silový rozbor v drážkách 2	51

obr. 44: Upínací trn	53
obr. 45: Axiální podpora s rychloupínákem	54
obr. 46: Doraz	55
obr. 47: Upínka DESTACO 227-U	55
obr. 48: Zatěžování trnu s dorazem	57
obr. 49: Nahrazení axiální síly	58
obr. 50: Nahrazení tangenciální síly	59
obr. 51: Plocha na kterou působí kontaktní tlak	62
obr. 52: Schéma pro výpočet svěrného spoje	64
obr. 53: Rozklad tangenciální síly	66
obr. 54: Schéma pro výpočet maximálního momentu	67
obr. 55: Prototyp vytištěný na 3D tiskárně	75

16 Seznam tabulek

tab. 1: Parametry pro návrh zařízení	40
tab. 2: Přehled sil a rozměrů pro výpočet namáhání trnů	56
tab. 3: Součinitele pro výpočet modulu průřezu v krutu obdélníku	60
tab. 4: Přehled nákladů	76

17 Seznam zkratek a symbolů

a	[mm]	osová vzálenost
a_p	[mm]	osová vzdálenost
a_{polyg}	[mm]	šířka funkční plochy polygonu
b	[mm]	šířka řemenu
b_p	[mm]	šířka náboje polygonového spoje
c	[mm]	rameno momentu
d	[mm]	průměr drátu pružiny
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_3	[mm]	malý průměr závitu šroubu
d'_3	[mm]	potřebný malý průměr závitu
d_p	[mm]	průměr řemenice
d_{polyg}	[mm]	průměr vepsané kružnice polygonového spoje
e	[mm]	vzdálenost rychloupínáku od těžiště průřezu trnu
f	[1]	součinitel tření mezi deskami
f_{at}	[1]	součinitel tření
f_{polyg}	[mm]	délka zkosení nebo zaoblení polygonu
h	[mm]	výška řemenu
i	[1]	imaginární jednotka
j	[mm]	strana trojúhelníka
k	[mm]	strana trojúhelníka
k_{komb}	[1]	bezpečnost pro kombinované namáhání
k_p	[1]	bezpečnost u kontaktních tlaků
k_{polyg}	[1]	bezpečnost u kontaktních tlaků polygonového spoje
$k_{\text{šroub}}$	[1]	bezpečnost napětí šroubu
k_{spoj}	[1]	bezpečnost připojovacích šroubů
l	[mm]	strana trojúhelníka
l_p	[mm]	šířka řemenu v místě výpočtového průměru

l_{polyg}	[mm]	délka polygonového spoje
m	[1]	maximální přípustná hranice poměru sil v pásech řemenu
n	[1]	počet činných závitů pružiny
n_1	[ot·min ⁻¹]	otáčky řemenice
n_2	[ot·min ⁻¹]	otáčky řemenice
o	[mm]	minimální tloušťka náboje
p	[MPa]	kontaktní tlak ve spodní drážce
p_d	[MPa]	dovolený kontaktní tlak ve spodní drážce
p_{max}	[MPa]	maximální tlak v polygonovém spoji
q	[1]	počet upínek
q_0	[1]	korekční součinitel zohledňující vliv zakřivení závitu na zvětšení napětí
r	[mm]	vzdálenost zatěžující síly od středu pružiny
$r_{\text{pruž}}$	[mm]	poloměr drátu nejmenší pružiny
s	[mm]	rameno síly F_N
t	[mm]	upínací poloměr
u	[mm]	strana čtverce
v	[mm]	strana čtverce
v_1	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost
v_2	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost
w	[1]	převodový poměr
w_{ideal}	[1]	převodový poměr
x	[mm]	vzdálenost síly od těžiště průřezu
y	[mm]	změna délky pružiny
z	[mm]	vzdálenost axiální síly od místa opření
A		bod ke kterému je počítána momentová rovnice
C	[N·mm ⁻¹]	tuhost pružiny
C_T	[N·mm/°]	torzní tuhost pružiny
D	[mm]	střední průměr pružiny
D_p	[mm]	průměr řemenice

D_{p1}	[mm]	průměr řemenice
D_{p2}	[mm]	průměr řemenice
E	[N·mm ⁻²]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	síla zatěžující pružinu
F_{ax}	[N]	axiální síla působící na jednu podporu
$F_{ax_{celk}}$	[N]	celková axiální síla
F_{kont}	[N]	kontaktní síla mezi trnem a spodní deskou
F_N	[N]	normálová síla působící na stěnu obloukové drážky
F_{N1}	[N]	normálová síla v drážce
F_{N2}	[N]	normálová síla v drážce
F_o	[N]	osová síla ve šroubech
F_{o1}	[N]	síla v jednom upevňovacím šroubu
F_t	[N]	třecí síla pod podporou
F_{rad}	[N]	radiální složka tangenciální síly
$F_{\dot{s}}$	[N]	síla ve šroubu rychloupínáku
F_{tan}	[N]	tangenciální síla
F_{up}	[N]	upínací síla rychloupínáku
F_{up2}	[N]	upínací síla upínky
$F_{výsl}$	[N]	výslednice sil pro pohyb v drážkách
G	[N]	tíhová síla
M_k	[N·mm]	kroutící moment od tangenciální síly
$M_{k_{\dot{s}rouby}}$	[N·mm]	kroutící moment zatěžující šrouby
M_{k_u}	[N·mm]	kroutící moment od tření v závitu
M_o	[N·mm]	moment zatěžující pružinu
M_{o1}	[N·mm]	moment zatěžující pružinu
M_{o2}	[N·mm]	moment zatěžující pružinu
$M_{o_{ax}}$	[N·mm]	ohybový moment od axiální síly
$M_{o_{tan}}$	[N·mm]	ohybový moment od tangenciální síly
M_{ot}	[N·mm]	moment otáčení horní deskou
M_m	[N·mm]	maximální přenesitelný moment

M_{up}	[N·mm]	upínací moment upínek
O_1		střed řemenice
O_2		střed řemenice
Q	[N]	síla v řemenu
Q_0	[N]	předpětí řemenu
Q_1	[N]	síla v řemenu
Q_2	[N]	síla v řemenu
Q_m	[N]	maximální přenesitelná síla
Q_{1m}	[N]	síla v řemenu
Q_{2m}	[N]	síla v řemenu
Q_{0m}	[N]	síla v řemenu
R_m	[N·mm ⁻²]	mez pevnosti v tahu
S'_3	[mm ²]	potřebná plocha jádra šroubu
S_{kont}	[mm ²]	kontaktní plocha trnu a spodní desky
S_t	[mm ²]	plocha průřezu čtvercové části trnu
T	[N·mm]	točivý moment
T_1	[N·mm]	točivý moment
T_2	[N·mm]	točivý moment
V	[N]	síla v ose řemenic
V_0	[N]	síla v ose řemenic
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_{k_s}	[mm ³]	modul průřezu v krutu šroubu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
α	[°]	úhel opásání řemenice
α_{min}	[°]	úhel opásání řemenice
α_1	[°]	úhel opásání řemenice
α_2	[°]	úhel opásání řemenice
β	[°]	vrcholový úhel klínového řemenu
γ	[°]	úhel sklonu řemenových větví
γ_z	[°]	úhel stoupání závitu

δ	[°]	úhel mezi F_N a F_{rad}
ε	[1]	součinitel pro výpočet W_k
ϑ	[1]	součinitel skluzu
ρ	[°]	úhel mezi normálovými silami v drážkách
σ_d	[N·mm ⁻²]	napětí od tlaku
σ_{dov}	[N·mm ⁻²]	dovolené napětí v pružině
σ_{ξ}	[N·mm ⁻²]	napětí v upevňovacím šroubu
$\sigma_{\text{šroub}}$	[N·mm ⁻²]	napětí ve šroubu
$\sigma_{D\text{šroub}}$	[N·mm ⁻²]	dovolené napětí ve šroubu
σ_{kt}	[N·mm ⁻²]	mez kluzu
σ_o	[N·mm ⁻²]	ohybové napětí v pružině
σ_{omax}	[N·mm ⁻²]	maximální ohybové napětí v pružině
σ_{oax}	[N·mm ⁻²]	napětí od ohybu od axiální síly
σ_{otan}	[N·mm ⁻²]	napětí od ohybu od tangenciální síly
σ_{red}	[N·mm ⁻²]	redukované napětí pro kombinované namáhání
$\sigma_{red\xi}$	[N·mm ⁻²]	redukované napětí pro kombinované namáhání šroubu
τ_k	[N·mm ⁻²]	napětí od krutu
τ_s	[N·mm ⁻²]	napětí od smyku
τ_{ξ}	[N·mm ⁻²]	smykové napětí ve šroubu
φ	[°]	natočení pružiny
φ_1	[°]	natočení pružiny
φ_2	[°]	natočení pružiny
φ'	[°]	třecí úhel
ξ	[1]	poměr středního průměru pružiny a průměru drátu